



This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

- + *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
- + *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
- + *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
- + *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at <http://books.google.com/>



A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

- + *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.
- + *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.
- + *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.
- + *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse <http://books.google.com>

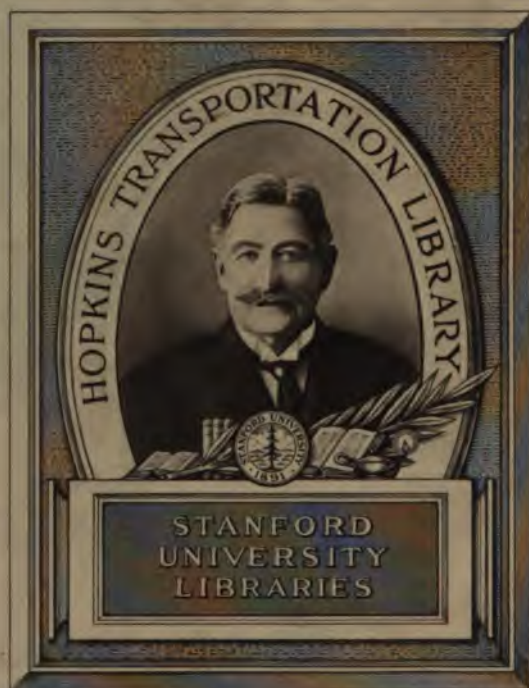
BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME



Nº 19
SESSION DE 1908

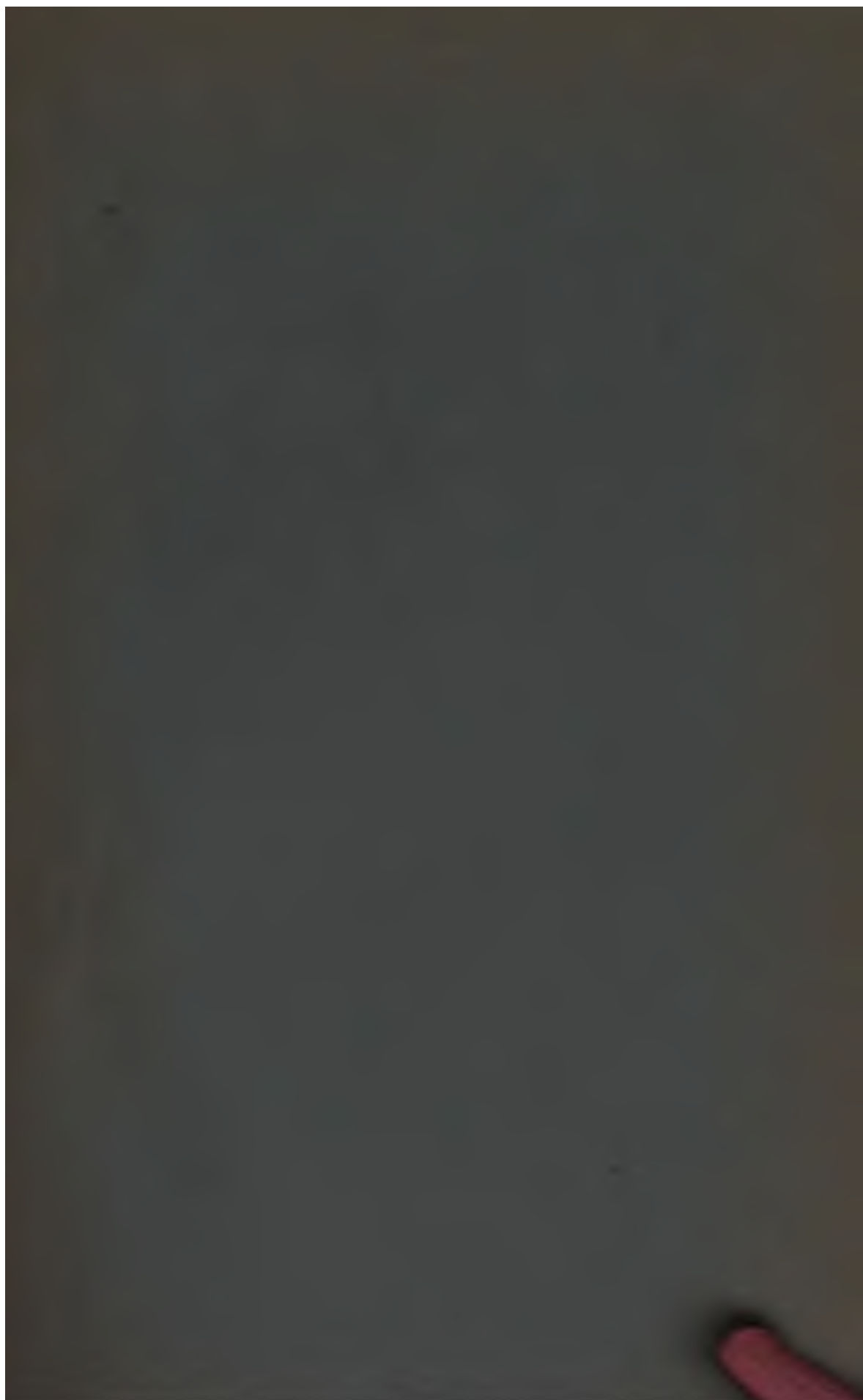
M2

84



GIFT OF

DR. WILLIAM F. DURAND





BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.



BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

N° 19.

SESSION DE 1908



STANFORD LIBRARY

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE
DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,
Quai des Grands-Augustins, 55.

—
1908

568136

MAJAL: 09091

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

STATUTS

ADOPTÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE LE 9 MAI 1905,
ET MODIFIÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 5 JUIN 1908.

I. — But et composition de l'Association.

ARTICLE PREMIER. — L'Association dite *Association Technique Maritime*, fondée en 1888, a pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, navigateurs, armateurs, yachtmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions, lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale ;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes ;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales, les méthodes d'exploitation maritime et la marine en général.

Sa durée est illimitée.

Elle a son siège social à Paris.

ART. 2. — L'Association se compose de membres *stagiaires*, de membres *titulaires*, de membres *donateurs*, de membres *bienfaiteurs* et de membres *d'honneur*.

Pour être membre stagiaire ou titulaire, il faut :

1° Être présenté par deux membres de l'Association, et agréé par le Conseil d'Administration ;

2° Payer une cotisation annuelle, dont le minimum est de 10^{fr} pour les membres stagiaires et de 30^{fr} pour les membres titulaires.

La cotisation peut être rachetée en versant une somme de 500^{fr}.

At moment de leur admission, les membres stagiaires doivent être âgés de moins de 30 ans. Tout membre stagiaire qui atteint l'âge de 30 ans devient obligatoirement membre titulaire.

Pour être membre titulaire, il faut être agréé par le Conseil, et verser une somme de 500^{fr} au moins. Pourront aussi être nommés membres donateurs les Sociétés ou Collectivités ayant versé une somme d'au moins 1000^{fr}. Ces Sociétés ou Collectivités auront le droit de se faire représenter par un délégué aux Assemblées Générales, et à toutes les réunions de l'Association.

Pour être membre bienfaiteur, il faut être agréé par le Conseil, et avoir fait à l'Association une importante libéralité.

Peuvent être nommés membres d'honneur des personnalités auxquelles l'Association voudra conférer une distinction honorifique. Ils ne payent pas de cotisation.

ART. 3. — La qualité de membre de l'Association se perd :

1^{re} Par la démission ;

2^{re} Par la radiation prononcée, pour motifs graves, par le Conseil d'Administration, le membre intéressé ayant été préalablement appelé à fournir ses explications, sauf recours à l'Assemblée Générale.

II. — Administration et fonctionnement.

ART. 4. — L'Association est administrée par un Conseil composé de 24 membres, élus pour quatre ans par l'Assemblée Générale.

En cas de vacance, le Conseil pourvoit au remplacement de ses membres, sauf ratification par la plus prochaine Assemblée Générale.

Les membres du Conseil doivent être Français, et jouir de leurs droits civils et politiques.

Le renouvellement du Conseil a lieu par quarts.

Les membres sortants sont rééligibles.

Le Conseil choisit parmi ses membres un Bureau composé des Président, Vice-Présidents, Secrétaires et Trésorier.

Le Bureau est élu pour un an ; les membres sont rééligibles.

ART. 5. — Le Conseil se réunit tous les trois mois, et chaque fois qu'il est convoqué par son Président, ou sur la demande du quart de ses membres.

La présence du quart des membres du Conseil d'Administration est nécessaire pour la validité de ses délibérations.

Il est tenu procès-verbal des séances.

Les procès-verbaux sont signés par le Président et un Secrétaire.

ART. 6. — Toutes les fonctions du Conseil d'Administration et du Bureau sont gratuites.

ART. 7. — L'Assemblée Générale des membres stagiaires et titulaires, donateurs, bienfaiteurs et d'honneur de l'Association se réunit chaque année, et chaque fois qu'elle est convoquée par le Conseil d'Administration, ou sur la demande du quart au moins de ses membres.

Son ordre du jour est réglé par le Conseil d'Administration.

Son Bureau est celui du Conseil.

Elle entend les rapports sur la gestion du Conseil d'Administration, sur la situation financière et morale de l'Association.

Elle approuve les comptes de l'exercice clos, vote le budget de l'exercice suivant, délibère sur les questions à l'ordre du jour et pourvoit au renouvellement des membres du Conseil d'Administration.

Ce rapport annuel et les comptes sont adressés chaque année à tous les membres de l'Association.

ART. 8. — Les dépenses sont ordonnancées par le Président.

L'Association est représentée par lui en justice, et dans tous les actes de la vie civile.

En cas d'empêchement absolu, le Président peut être remplacé par un membre du Bureau désigné par le Conseil d'Administration.

ART. 9. — Les délibérations du Conseil d'Administration, relatives aux acquisitions, échanges et aliénations d'immeubles nécessaires au but poursuivi par l'Association, constitution d'hypothèques sur lesdits immeubles, baux excédant neuf années, aliénation de biens dépendant du fonds de réserve et emprunts, ne sont valables qu'après l'approbation de l'Assemblée Générale.

ART. 10. — Les délibérations du Conseil d'Administration relatives à l'acceptation des dons et legs ne sont valables qu'après l'approbation administrative donnée dans les conditions prévues par l'art. 910 du Code civil, et les art. 5 et 7 de la loi du 4 février 1901.

Les délibérations de l'Assemblée Générale relatives aux aliénations de biens dépendant du fonds de réserve ne sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

ART. 11. — Le Conseil d'Administration est chargé de la gestion générale de l'Association.

Le Trésorier est chargé de la conservation des capitaux de l'Association, du recouvrement de ses recettes et de l'acquittement de ses dépenses. Ses comptes sont examinés chaque année, avant l'Assemblée Générale, par un Comité spécial composé de trois membres appartenant au Conseil, désignés par le Président. Les comptes leur sont remis par le Trésorier quinze jours au moins avant l'Assemblée Générale.

Les Secrétaires sont chargés de la correspondance, de la rédaction des procès-verbaux des séances du Conseil d'Administration et des Assemblées Générales, de la publication du Bulletin et de la conservation de la Bibliothèque.

III. — Fonds de réserve et ressources annuelles.

ART. 12. — Le fonds de réserve comprend :

- 1° La dotation ;
- 2° Le dixième au moins du revenu des biens de l'Association ;
- 3° Les sommes versées pour le rachat des cotisations par les membres titulaires et donateurs ;
- 4° Le capital provenant des libéralités sans affectation spéciale.

ART. 13. — Le fonds de réserve est placé en rentes nominatives sur l'État, ou en obligations de chemins de fer, dont le minimum d'intérêt est garanti par l'État.

Il peut être également employé à l'acquisition d'immeubles nécessaires au but poursuivi par l'Association.

ART. 14. — Les recettes annuelles de l'Association se composent :

- 1° Des cotisations et souscriptions de ses membres ;
- 2° Des subventions qui pourront lui être accordées ;
- 3° Du produit des libéralités dont l'emploi immédiat a été autorisé, des ressources créées à titre exceptionnel, et, s'il y a lieu, avec l'agrément de l'autorité compétente ;

- 4° Du revenu de ses biens;
- 5° Du produit de la vente de ses publications.

IV. — Modification des statuts, et dissolution.

ART. 15. — Les statuts ne peuvent être modifiés que sur la proposition du Conseil d'Administration ou du dixième des membres titulaires, soumise au Bureau au moins un mois avant la séance.

L'Assemblée extraordinaire, convoquée spécialement à cet effet, ne peut modifier les statuts qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

L'Assemblée doit se composer du quart au moins des membres en exercice.

Si cette proposition n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée de nouveau, mais à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement délibérer, quel que soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la modification ne peut être votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 16. — L'Assemblée Générale appelée à se prononcer sur la dissolution de l'Association, et convoquée spécialement à cet effet, doit comprendre au moins la moitié plus un des membres en exercice.

Si cette proportion n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée de nouveau, mais à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement délibérer quel que soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la dissolution ne peut être votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 17. — En cas de dissolution, volontaire, statutaire, prononcée en justice ou par décret, ou en cas de retrait du décret de reconnaissance de l'Association comme Établissement d'utilité publique, l'Assemblée Générale désigne un ou plusieurs commissaires chargés de la liquidation des biens de l'Association.

Elle attribue l'actif net à un ou plusieurs établissements analogues, publics ou reconnus d'utilité publique.

Ces délibérations sont adressées sans délai au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

ART. 18. — Les délibérations de l'Assemblée Générale prévue aux articles 15, 16 et 17 ne sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

V. — Surveillance et règlement intérieur.

ART. 19. — Le Président devra faire connaître dans les trois mois à la Préfecture de la Seine tous les changements survenus dans l'administration et la direction.

Les registres et pièces de comptabilité de l'Association seront présentés sans déplacement, sur toute réquisition du Préfet, à lui-même ou à son délégué.

Le rapport annuel et les comptes sont adressés chaque année au Préfet de la Seine, au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

ART. 20. — Le Ministre de la Marine aura le droit de faire visiter par ses délégués les établissements fondés par l'Association, et de se faire rendre compte de leur fonctionnement.

ART. 21. — Un règlement préparé par le Conseil d'Administration, et approuvé par l'Assemblée Générale arrête les conditions de détail propres à assurer l'exécution des présents statuts.



RÈGLEMENT INTÉRIEUR

ADOPTÉ PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 9 MAI 1905.

Recrutement des membres.

ART. 1. — Pour être nommé membre de l'Association Technique Maritime, il faut être âgé de 21 ans au moins. Les candidats devront en outre s'occuper ou s'être occupés de la construction des navires, de celle des machines ou chaudières de navires, des machines auxiliaires susceptibles d'être appropriées aux navires ou à leur exploitation, de ports maritimes, de navigation militaire, commerciale ou de plaisance, d'hydrographie, d'armement de navires, d'assurances maritimes, de classification des navires, de législation maritime, de sauvetage des bateaux, etc., et, d'une façon générale, être choisis parmi les personnes qui, par leurs occupations habituelles, leurs travaux antérieurs ou leurs études scientifiques, s'intéressent aux questions techniques maritimes et sont à même de les discuter.

Cotisations.

ART. 2. — Les cotisations des membres stagiaires et titulaires sont dues à partir du 1^{er} janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. Les membres faisant déjà partie de l'Association doivent verser leur cotisation dans le premier trimestre de chaque année. A défaut de paiement de la cotisation pendant deux années consécutives, le Conseil peut prononcer la radiation du membre en retard, après mise en demeure par lettre recommandée.

Le Conseil peut accorder des dispenses de cotisation aux membres qui se trouvent dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Publications.

ART. 3. — L'Association publie au commencement de chaque année un Annuaire, dont un exemplaire est envoyé à chaque membre. Des exemplaires supplémentaires pourront être mis à la disposition des membres dans un but de propagande.

L'Association publie également un Bulletin, dans lequel sont insérés des mémoires émanant de membres de l'Association ou de personnes étrangères.

Le Conseil est seul juge du choix des Mémoires à insérer dans le Bulletin. Tout Mémoire remis à l'Association devient sa propriété. S'il n'est pas inséré dans le Bulletin de l'Association, il peut être rendu à son auteur.

Tout Mémoire accepté par l'Association ne peut être publié ailleurs qu'avec son autorisation écrite.

- 4° Du revenu de ses biens;
- 5° Du produit de la vente de ses publications.

IV. — Modification des statuts, et dissolution.

Art. 15. — Les statuts ne peuvent être modifiés que sur la proposition d'Administration ou du dixième des membres titulaires, soumise un mois avant la séance.

L'Assemblée extraordinaire, convoquée spécialement à cet effet, statue qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

L'Assemblée doit se composer du quart au moins des membres

Si cette proposition n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la motion votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 16. — L'Assemblée Générale appelée à se prononcer sur la dissolution, et convoquée spécialement à cet effet, doit comprendre un tiers des membres en exercice.

Si cette proportion n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la dissolution qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 17. — En cas de dissolution, volontaire, statutaire, ou décret, ou en cas de retrait du décret de reconnaissance de l'Association d'utilité publique, l'Assemblée Générale désigne un ou plusieurs membres chargés de la liquidation des biens de l'Association.

Elle attribue l'actif net à un ou plusieurs établissements d'utilité publique.

Ces délibérations sont adressées sans délai au Ministre de la Marine.

Art. 18. — Les délibérations de l'Assemblée Générale prises sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

V. — Surveillance et règlement

Art. 19. — Le Président devra faire connaître dans le rapport annuel tous les changements survenus dans l'Administration.

Les registres et pièces de comptabilité de l'Association sont soumis, sur toute réquisition du Préfet, à lui-même ou

Le rapport annuel et les comptes sont adressés chaque année au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

Art. 20. — Le Ministre de la Marine aura le droit de visiter les établissements fondés par l'Association, et de se faire représenter.

Art. 21. — Un règlement préparé par le Comité de l'Assemblée Générale arrête les conditions de fonctionnement des établissements.

FONDATION CANET.

Règlement

délibéré par le Bureau ⁽¹⁾ le 9 mai, et accepté par M. Canet le 11 mai 1901.

DISPOSITIONS FINANCIÈRES.

ART. 1. — Les arrérages de la Fondation Canet sont consacrés, conformément aux intentions du donateur, à des encouragements, tels que médailles, prix en espèces, bourses de voyage à l'étranger, etc., de nature à récompenser ou à provoquer des progrès dans l'art des Constructions navales ⁽²⁾.

ART. 2. — Les valeurs qui forment le capital de cette Fondation sont, ainsi que ses arrérages, placées dans les caisses d'un établissement de crédit, et n'en peuvent sortir que sur la double signature du Président et du Trésorier.

ART. 3. — Il est tenu, dans les écritures de l'Association, un compte spécial du capital, des arrérages et intérêts des arrérages, de manière qu'il ne puisse y avoir confusion avec les ressources ordinaires de l'Association. Les arrérages dont il n'aura pas été fait emploi pendant un exercice seront reportés à l'exercice suivant, et au même compte.

ART. 4. — En cas de remboursement des valeurs constituant le capital, les sommes provenant de ce remboursement seront placées à nouveau, et les arrérages recevront la destination indiquée.

ART. 5. — Il ne peut être fait aucun prélèvement sur le capital.

En cas de dissolution de l'Association Technique Maritime, ce capital, ainsi que les arrérages non employés, seraient versés, conformément à l'article 12 ⁽³⁾ des statuts, et aux intentions du donateur, à la Société des Ingénieurs civils de France.

ART. 6. — Les encouragements ci-dessus visés sont attribués par le Bureau, sans périodicité fixe, quand il les jugera utiles, et sous la forme qu'il choisira, dans les limites où l'accumulation des arrérages le permettra. Toutefois le Bureau pourra décider, pour parfaire la somme nécessaire, que les ressources ordinaires de l'Association feront à la Fondation Canet une avance, laquelle sera remboursée sur les plus prochaines recettes de cette Fondation.

⁽¹⁾ Dans les statuts actuels, le Conseil a remplacé le Bureau, qui figurait dans les statuts antérieurs.

⁽²⁾ Les mots *art des Constructions navales* doivent être entendus dans leur sens le plus large, et s'appliquent également aux progrès dans les machines, l'artillerie navale, etc.

⁽³⁾ Article 17 des statuts actuels.

ART. 7. — Les décisions relatives à l'attribution des encouragements ci-dessus visés devront être prises par le Bureau, cinq membres au moins étant présents. Ils ne peuvent être attribués à aucun des membres du Bureau.

DISPOSITIONS RELATIVES AUX BOURSES DE VOYAGE.

ART. 1. — Quand le Bureau de l'Association aura décidé que la situation de la Fondation Canet permet la création d'une bourse de voyage, dont il fixera l'importance, le Secrétaire général portera cette décision à la connaissance des membres de l'Association, et les invitera à faire connaître s'ils ont des candidats à proposer.

ART. 2. — Tout candidat à une bourse de voyage devra être présenté par un ou plusieurs membres de l'Association, déclarant qu'ils connaissent personnellement le candidat, et qu'ils sont d'avis qu'une bourse de voyage lui sera utile pour compléter son éducation technique.

ART. 3. — Le Bureau reste seul juge de l'opportunité d'allouer au candidat une bourse de voyage, et, s'il y a plusieurs candidats, du choix du titulaire.

ART. 4. — Le titulaire d'une bourse de voyage devra justifier de son séjour dans le pays qui lui sera indiqué pendant le temps prescrit, et devra adresser à l'Association, dans les trois mois qui suivront son retour, un Mémoire sur les observations qu'il aura pu recueillir, tant sur des questions de son choix, que sur des points spéciaux indiqués par l'Association. Ce Mémoire deviendra la propriété de l'Association, qui pourra l'insérer en tout ou partie dans son Bulletin: aucune partie ne pourra être publiée ailleurs sans son autorisation.

ANNÉE 1908.

CONSEIL.

Président :

M. BERTIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut.

Vice-présidents :

M. CHASSERLOUP-LAUBAT (Marquis DE), Ingénieur civil.

M. HAUSER, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

M. HUIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve.

M. LECLERT, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

M. MENIER (HENRI), Ingénieur civil.

M. WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

M. BARGUILLET, Mécanicien Inspecteur général de la Marine.

M. CARIÉ, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

M. CLOAREC, Directeur de la Ligue Maritime Française.

M. DOYÈRE, Ingénieur en chef du Génie maritime.

M. FLICHE, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

Membres :

M. GLANDAZ (ALBERT), Vice-président du Yacht-Club de France.

M. GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.

M. HART, Ingénieur du Chemin de fer du Nord.

M. KORN, Inspecteur général du Génie maritime.

M. MENIER (GASTON), Ingénieur civil.

M. PIAUD, Ingénieur du Génie maritime, en retraite.

M. RATEAU, Ingénieur au Corps des Mines.

M. TERRÉ, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

Secrétaire général :

M. FERRAND, Ingénieur en chef du Génie maritime.

Secrétaire :

M. TELLIER, Ingénieur-Constructeur.

Trésorier :

M. BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

SOCIÉTÉ ANONYME DES FORGES ET CHANTIERS DE LA MÉDITERRANÉE, 1, rue Vignon, Paris, 8°.

COMPAGNIE GÉNÉRALE TRANSATLANTIQUE, 6, rue Auber, Paris, 9°.

MM. SCHNEIDER ET C^{ie}, 42, rue d'Anjou, Paris, 8°.

MM. DELAUNAY-BELLEVILLE ET C^{ie}, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

SOCIÉTÉ ANONYME DES ATELIERS ET CHANTIERS DE LA LOIRE, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9°.

SOCIÉTÉ ANONYME DES CHANTIERS ET ATELIERS DE LA GIRONDE, 40, rue d'Anjou, Paris, 8°.

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY, Firminy (Loire).

MM. GIO. ANSALDO ET C^{ie}, Gênes (Italie).

S. A. le Prince ROLAND BONAPARTE, 10, avenue d'Iéna, Paris, 16°.

COMPAGNIE DES FORGES ET ACIÉRIES DE LA MARINE ET DES CHEMINS DE FER, Saint-Chamond (Loire).

M. MENIER (HENRI), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8°.

LA LIGUE MARITIME FRANÇAISE, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2°.

USINES BALTIQUES DE CONSTRUCTIONS NAVALES DE LA MARINE IMPÉRIALE RUSSE, 18, Kogevennaïa linia V.O., Saint-Pétersbourg (Russie).

M. J.-A. NORMAND, Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, Le Havre.

LISTE DES MEMBRES D'HONNEUR.

WHITE (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S., Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S.W. (Angleterre).

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES (¹)

(8 mai 1908).

MM.

- AFANASSIEF**, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 22, Bolchoï prospekt, Vassili Ostrov, Saint-Pétersbourg (Russie).
- AFONASSIEF**, Inspecteur général des machines de la Marine Impériale Russe, 22, Bolchoï prospekt, Vassili Ostrov, Saint-Pétersbourg (Russie).
- AGOULT (D')**, Ancien Officier de Marine, 19, boulevard Latour-Maubourg, Paris, 7^e.
- ALEXANDREANU**, Ingénieur en chef de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz (Roumanie).
- ALLESST (D')**, Administrateur-délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, Administrateur de la Compagnie Générale Transatlantique, 40, chemin de la Madrague, Marseille.
- ANSALDO (Gio.) et C^{ie} (M. D.)**, Gênes (Italie).
- ARBEL (Pierre)**, Administrateur-délégué des Forges de Douai, 103, avenue Henri Martin, Paris, 16^e.
- ARCHINARD**, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 41, quai d'Asnières, Ville-neuve-la-Garenne (Seine).
- ARMINOT**, Inspecteur du Bureau Veritas, 3, rue Mazagran, Nantes.
- ATHOUGIA (D')**, Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, 13, rua de la Paz, Lisbonne (Portugal).
- AUDRA**, Courtier-juré d'Assurances, 44, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2^e.
- ATSCHER**, Ingénieur en chef du Génie maritime, Sous-Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, 85, rue du Ranelagh, Paris, 16^e.
- BACLÉ**, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris, 9^e.
- BACOT**, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 27, quai d'Orsay, Paris, 7^e.
- BAFFERT**, Ingénieur principal du Génie maritime, Toulon.
- BAL (Ed.)**, Administrateur-délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2^e.
- BANKSON**, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, Philadelphie (Penn.) (États-Unis).
- BARGUILLET**, Mécanicien Inspecteur général de la Marine, 74, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11^e.
- BARON**, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Directeur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 50, rue du Tondu, Bordeaux.
- BASSETTI**, Ingénieur des Constructions navales, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 110, boulevard Magenta, Paris, 10^e.
- BEARD DU DÉZERT**, Ancien Officier de Marine, Maison Lambert et C^{ie}, 43, rue de l'Arsenal, Toulon (Var).
- BERLHE DE BERLHE**, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2^e.

(¹) **M. D.**, membre donateur; **M. H.**, membre d'honneur; **S. P.**, souscripteur perpétuel.

MM.

- BERNARD**, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 122, boulevard de Strasbourg, Le Havre.
- BERNARDI**, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes (Italie).
- BERNHEIM**, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur général des Ateliers et Chantiers de France, 21, avenue Mac-Mahon, Paris, 17^e.
- BERRIER-FONTAINE**, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 16, boulevard de Strasbourg, Toulon.
- BERTIN**, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut, 8, rue Garancière, Paris, 6^e.
- BERTRAND**, Chef du service administratif du Bureau Veritas, 17, rue de la Terrasse, Paris, 17^e.
- BESSON**, Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.
- BEUGRAS**, Directeur des Établissements Schneider, à Chalon-sur-Saône.
- BILLION** (Olivier), Ingénieur des Constructions navales, 2, rue Mansart, Versailles.
- BLOM**, Ingénieur civil des Constructions navales, Directeur de l'Arsenal Royal, Horten (Norvège).
- BOCHET**, Ingénieur en chef de la maison Sautter, Harlé et C^{ie}, 26, avenue Suffren, Paris, 15^e.
- BOKLEVSKY**, Ancien Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Doyen de l'Institut Polytechnique, Sosnovka, Saint-Petersbourg (Russie).
- BONAPARTE** (S. A. le Prince Roland) (M. D.), 10, avenue d'Iéna, Paris, 16^e.
- BONNARDEL** (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8^e.
- BONNET** (A.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 59, rue Tourneville, Le Havre.
- BORDES** (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8^e.
- BORJA DE MOZOTA**, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2^e.
- BOSSIÈRE** (Henry), Courtier maritime, 95, boulevard Malesherbes, Paris, 8^e.
- BOULVIN**, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, boulevard du Fort, Gand (Belgique).
- BOURDON** (Édouard), Ingénieur-Constructeur, 27, avenue de l'Alma, Paris, 8^e.
- BRACE**, Ingénieur-Constructeur, 25, Water street, Liverpool (Angleterre).
- BRASSEY** (The right Honorable) K.C.B., 4, Great George Street, Westminster, Londres (Angleterre).
- BRETEL**, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances La Foncière, et du Comptoir d'Escompte, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2^e.
- BRICARD** (II.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Le Havre.
- BRILLIÉ**, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), boulevard de l'Océan, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).
- BRIX**, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, en retraite, Directeur technique des Ateliers mécaniques de la Société Franco-Russe, 17, Prjashka, Saint-Petersbourg (Russie).
- BROSSER**, Ingénieur en chef du Génie maritime, Cherbourg.
- BRUNEAU**, Ingénieur du Génie maritime, 1 bis, rue Victor Hugo, Rochefort.

MM.

- BUSLEY, Professeur et Conseiller intime de Régence, 2, Kronprinz ufer, Berlin, N. W. (Allemagne).
- BURLAMAQUI (A.), Officier de la Marine du Brésil, Ambassade du Brésil, Londres.
- CABART-DANNEVILLE, Sénateur de la Manche, 143, boulevard Saint-Michel, Paris, 5^e.
- CABROL (Ph. DE), Administrateur-délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9^e.
- CANET, Ancien Directeur du service de l'artillerie de MM. Schneider et C^{ie}, Ancien Président de la Société des Ingénieurs civils de France (S. P.), 87, avenue Henri-Martin, Paris, 16^e.
- CAPUS, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).
- CARIÉ, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8^e.
- CARVALHO DANN E LORENA (DE), Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, Arsenal de Lisbonne (Portugal).
- CASTELNAU, Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.
- CAZES, Ingénieur, 62, rue Caumartin, Paris, 9^e.
- CHACE (Mason Smith), Ingénieur civil des Constructions navales, 31, Water street, Dorchester, Boston (Mass.) (États-Unis).
- CHANU, Courtier-Juré d'Assurances, 34, rue Vivienne, Paris, 2^e.
- CHAPIN (F.-L.), Capitaine de corvette, Attaché naval à l'Ambassade des États-Unis, 18, avenue Kléber.
- CHAPMAN, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris, 9^e.
- CHAPUIS, ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur aux Établissements Schneider, 1, e Havre.
- CHARLES-ROUX, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, et de la Compagnie Générale Transatlantique, 12, rue Pierre-Charron, Paris, 8^e.
- CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis DE), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Montaigne, Paris, 8^e.
- CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9^e.
- CHEVREUX, Ingénieur civil, 11, boulevard d'Argenson, Neuilly-sur-Seine (Seine).
- CHORON, Directeur du Génie maritime, Cherbourg.
- CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil (Seine-et-Oise).
- CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil (Seine-et-Oise).
- CLAUDE (G.), Ingénieur, Nogent-sur-Marne (Seine).
- CLAUZEL, Directeur du Génie maritime, E. R., Paris.
- CLEEF (J.-E. VAN), Ancien Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Ingénieur civil des Constructions navales, 140, St-Anna Street, Nimègue (Hollande).
- CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris, 3^e.
- CLOAREC (Paul), Directeur de la Ligue Maritime Française, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2^e.
- COLINET, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 80, rue du Parlement, Sainte-Catherine, Bordeaux.
- COMERMA Y BATALLA, Général du Génie maritime Espagnol, Le Ferrol (Espagne).
- COMPAGNIE DES FORGES ET ACIÉRIES DE LA MARINE ET DES CHEMINS DE FER**
(M. D.), Saint-Chamond (Loire).

MM.

- COMPAGNIE GÉNÉRALE TRANSATLANTIQUE (M. D.)**, 6, rue Auber, Paris, 9^e.
COMPÈRE, Ingénieur-Directeur de l'Association Parisienne des propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris, 8^e.
COP, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft (Hollande).
COURVILLE (DE), Ingénieur en chef du Génie maritime, Professeur à l'École supérieure de Marine, 44, rue du Cherche-Midi, Paris, 6^e.
COVILLE, Ingénieur en chef des Chantiers de Gravelle, 7, rue Saint-Michel, Le Havre.
CRETS, Ingénieur en chef, Directeur du chantier Cockerill, Hoboken (Belgique).
CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 64, Louvehaven, Rotterdam (Hollande).
CRONEAU, Ingénieur en chef du Génie maritime, Brest.
DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 33, rue du Rocher, Paris, 8^e.
DECAZES (Duc), 19, rue de Constantine, Paris, 7^e.
DECOUT-LACOUR, Ingénieur-Constructeur, La Rochelle (Charente-Inférieure).
DEGOIX, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris, 2^e.
DELAITRE, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, 5, rue de La Condamine, Paris, 17^e.
DELAPORTE, Ingénieur de la maison Bréguet, 7, rue Sainte-Beuve, Paris, 6^e.
DELAUNAY-BELLEVILLE et C^{ie} (M. D.), Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).
DELAUNAY-BELLEVILLE, Ingénieur-Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine (Seine).
DELAUNAY-BELLEVILLE (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine (Seine).
DEMONGEOT, Ingénieur de la Maison Grille et C^{ie}, 15, avenue de La Bourdonnais, Paris, 7^e.
DENNY (Arch^d), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).
DEUTSCH DE LA MEURTHE (Henry), Industriel, 4, place des États-Unis, Paris, 16^e.
DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes La Foncière, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2^e.
DIXE, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Allemande, Siegmundshof, Berlin.
DOLGOROUKOW, Inspecteur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Petersbourg (Russie).
DORÉMIEUX fils, Maître de forges, Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).
DOYÈRE, Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.
DREYFUS (J.), Ingénieur, 189, quai Valmy, Paris, 10^e.
DREYFUS (M.), Administrateur-délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 bis, boulevard Haussmann, Paris, 9^e.
DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur, 5, rue Gustave-Zédé, Paris, 16^e.
DUCHESNE, Ingénieur, Meulan (Seine-et-Oise).
DUDEBOUT, Directeur du Génie maritime, Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8^e.
DUFLON, Ingénieur, La Muraz, Villeneuve (Suisse).
DUMINY, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 23, rue de Nanterre, Asnières (Seine).
DUNN (James), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté Anglaise, Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria street, Londres, S. W. (Angleterre).

MM.

DUPRÉ, Directeur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8°.

DURAND (W.-F.), Professeur de machines marines, Leland Stanford University, Stanford (C.) (États-Unis).

DURAND-VIEL, Lieutenant de vaisseau, Toulon.

DURIS, Capitaine au long cours, Saint-Paul-d'Eyjeaux (Haute-Loire).

DURSTON (Sir John), C. B., Vice-Président of the Institution of Naval Architects, Engineer Vice-Amiral (reticol), Ancien Ingénieur en chef de l'Amirauté, 4, Westcombe Park Road, Blackheath, Londres, S. E.

ELGAR (Francis), Vice-Président de l'Institution of Naval Architects (S. P.), 18, Cornwall Terrace, Regent's Park, Londres, N. W. (Angleterre).

EMANAUD, Ingénieur de la Société du générateur Pluto, 99, rue Monge, Paris, 5°.

ERMAKOFF, Ingénieur en chef de la Compagnie Russe de navigation à vapeur du Danube, Odessa (Russie).

ESTIER (Henri), Armateur, 3, rue Vignon, Paris, 8°.

EVERS, Ingénieur civil, 118, rue Lesueur, Le Havre.

FARAMOND DE LAFAYOLLE (DE), Ingénieur-Conseil mécanicien, spécialité de moteurs à pétrole lourd (système PRIESTMAN) pour l'industrie, l'agriculture, la navigation, 54, avenue de Breteuil (Tél. 701.38), Paris, 7°.

FARCOT (Ambroise), Ingénieur-Constructeur, 9, boulevard Denain, Paris, 10°.

FAUTREL (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris, 10°.

FENAILLE, Armateur, 11, rue du Conservatoire, Paris, 9°.

FERRAND, Ingénieur en chef du Génie maritime, 48, rue de Grenelle, Paris, 7°.

FERRANTI (S.-Z. DE), Ingénieur électricien et mécanicien, 31, Lyndhurst Road, Hampstead, Londres (Angleterre).

FLEURET, Ingénieur civil, 41, avenue de Wagram, Paris, 17°.

FLICHE, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 123, rue de Lille, Paris, 7°.

FONADE, Secrétaire de la Ligue maritime, 31, rue du Temps-Passé, Bordeaux.

FOREST, Ingénieur-Constructeur, 20 bis, rue Bourgelet, Alfort (Seine).

FOUCHÉ, Ingénieur-Constructeur, Prairie-au-Duc, Nantes.

FOY (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 25, rue de Surène, Paris, 8°.

FRÉMONT, Capitaine de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade des États-Unis, 18, avenue Kléber, Paris, 16°.

FROMNOT, Ingénieur du Génie maritime, Directeur des Chantiers et Ateliers de Normandie, Grand-Quevilly (Seine-Inférieure).

GARCIA DE ANGULO, Général du Génie maritime Espagnol, 10, Conde de Xiquena, Madrid (Espagne).

GARELLI (Fabio), Ingénieur des Chantiers de Sostri-Ponente, villa Doria, Pegli (Province de Gênes) (Italie).

GARNIER, Directeur du Génie maritime, 307 bis, rue d'Eudoume, Marseille.

GAUTHIER-VILLARS (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris, 6°.

GAVRILOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Vassili Ostrov, 2° ligne, n° 37, Saint-Pétersbourg (Russie).

GELDER (W.-H.-M. DE), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, Kinderdijk (Hollande).

MM.

- GELDER** (DE), Directeur de la Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Rotterdam (Hollande).
- GIACOMUZZI** (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).
- GILLE**, Ingénieur de la Marine, Brest.
- GLANDAZ**, Ancien Vice-Président du Yacht-Club, 87, rue Ampère, Paris, 17^e.
- GODARD**, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 15, rue d'Édimbourg, Paris, 8^e.
- GODET**, Directeur de la Corderie de la Seine, Le Havre.
- GODINET** (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.
- GODLAÏEFF**, Inspecteur général des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, 4, Shookog Proud, Peterhoff, près Saint-Petersbourg (Russie).
- GOVARE**, Avocat à la Cour d'appel, Docteur en droit, 3, rue de Stockholm, Paris, 8^e.
- GRAYELL**, Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres (Angleterre).
- GREINER**, Directeur général de la Société John Cockerill, Seraing (Belgique).
- GRILLE**, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris, 9^e.
- GROLOUS**, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9^e.
- GUÉRARD**, Inspecteur général des Ponts et Chaussées, 8, rue Picot, Paris, 10^e.
- GUETTE** (L.), Ingénieur maritime, 7, rue de Mulhouse, Bordeaux.
- GUGLIEMINO** (Pietro), Inspecteur du Bureau Veritas, 8, Salita piano di Rocca, Gênes (Italie).
- GUICHARD**, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).
- GUILLOUX**, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 83, rue Demours, Paris, 17^e.
- GUYOU**, Capitaine de frégate en retraite, Membre de l'Institut, 284, boulevard Raspail, Paris, 14^e.
- HALFON**, Vice-Président de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9^e.
- HART** (G.), Ingénieur du Chemin de fer du Nord, 99, rue de La Fayette, Paris, 10^e.
- HATT**, Ingénieur hydrographe en chef, en retraite, Membre de l'Institut, Propriété de Guindalos, par Pau (Basses-Pyrénées).
- HAUSER**, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 4, rue Meissonier, Paris, 17^e.
- HAY**, Ingénieur de la Koninklijke Maatschappij de Schelde, Vlissingen (Hollande).
- HERMITE**, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 20, rue Clément-Marot, Paris, 8^e.
- HERSENT** (Georges), Ingénieur-Constructeur, 60, rue de Londres, Paris, 8^e.
- HERSENT** (Jean), Ingénieur des Arts et Manufactures, 60, rue de Londres, Paris, 8^e.
- HIGUET**, Directeur commercial de la Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge, Maubeuge (Nord).
- HOCHESAND** (J.), Directeur des Établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris, 10^e.
- HOUËT**, Capitaine au long cours, Secrétaire technique du Comité des Armateurs de France, 16, rue Chauveau-Lagarde, Paris, 8^e.
- HUART** (D'), Administrateur-délégué de la Société Métallurgique de Senelle-Maubeuge, Longwy (Meurthe-et-Moselle).
- HUBAC**, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).
- HUER**, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 5, rue Bara, Paris, 6^e.
- HUIS**, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 14, rue du Cherche-Midi, Paris, 6^e.
- IMBERT**, Ingénieur civil, 19, rue des Minimes, Marseille.

MM.

- ISAKSON**, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm (Suède).
- JANET**, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 29, rue des Volontaires, Paris, 5^e.
- JAKUES**, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, Little Boar's Head (New Hampshire) (États-Unis).
- JAUBERT** (Georges-F.), Docteur ès Sciences, 155, boulevard Malesherbes, Paris, 17^e.
- JOUËT-PASTRÉ**, Président du Conseil d'administration des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8^e.
- JULLIEN** (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille (Bouches-du-Rhône).
- KAUFFER**, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 40, avenue Hoche, La Seyne (Var).
- KIRKALDY**, 101, Leadenhall Street, Londres, E. C. (Angleterre).
- KORN**, Inspecteur général du Génie maritime, 2, rue Royale, Paris.
- KOSSURA**, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 20, rue Mitninska, app. 15, Saint-Petersbourg (Russie).
- KRAFT DE LA SAULX** (Fréd.), Ingénieur en chef de la Société alsacienne de constructions mécaniques, Mulhouse.
- KRILOFF** (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg, Capitaine de frégate de la Marine Impériale Russe, Zwierinskaïa, n° 6/8, Saint-Petersbourg (Russie).
- LACOSTE**, Ingénieur des Arts et Manufactures, Professeur à l'École d'Hydrographie, 63, rue Gambetta, Dieppe.
- LAFORCADE (DE)**, Ingénieur civil des Constructions navales, Établissements Turgan, Levallois-Perret (Seine).
- LAGANE**, Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).
- LAMBERT**, Ingénieur civil, 26, rue Vacquerie, Le Havre.
- LAMBERT** (Comte DE), 74, rue Charles-Laffitte, Neuilly (Seine).
- LANNES**, Directeur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).
- LANZA**, Ingénieur expert du Bureau Veritas, 3, piazza Giuseppe Micheli, Livourne (Italie).
- LAUBEUF**, Ancien Ingénieur en chef du Génie maritime, Ingénieur-Conseil, 11, rue François-Ponsard, Paris, 16^e.
- LAVEISSIÈRE** (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris, 8^e.
- LE BLANC**, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 16, impasse Dagobert, Le Havre.
- LEBLANC** (Maurice), Ingénieur-Conseil de la Société Westinghouse, Val-de-Seine, Pont de Bougival, Croissy (Seine).
- LECLERT**, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Vice-Président de la Compagnie des Mines, Fonderies et Forges d'Alais, Administrateur de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 42, avenue Wagram, Paris, 8^e.
- LECOINTE**, Ingénieur en chef honoraire de la Marine Belge, 102, rue de Stassart, Bruxelles (Belgique).
- LEDIEU** (Pierre), Ingénieur civil des Constructions navales, 6, rue Coëtlogon, Paris, 6^e.
- LEDoux**, Ingénieur en chef au corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris, 7^e.
- LEFEBVRE** (Georges), Membre de la Chambre de Commerce de Paris, 27, rue de La Rochefoucauld, Paris, 9^e.
- LEFLAIVE**, Ancien Ingénieur du Génie maritime, La Chaléassière, Saint-Étienne (Loire).
- LE GO**, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

MM.

- LEGRU, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris, 8°.
- LELONG (R.), Ingénieur en chef du Génie maritime, 20, rue de Tournon, Paris, 6°.
- LEMAIRE, Inspecteur général du Génie maritime, du cadre de réserve, 19, boulevard Central, Le Chesnay (Seine-et-Oise).
- LE MARCHAND, Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.
- LE SAUVAGE, Directeur des Anciens Établissements Satre, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9°.
- LESPÈS (A.), Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.
- LESSNIKOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Cronstadt (Russie).
- LESTONNAT, Ancien Officier de paquebot, Directeur de la *Navi-Gazette*, 84, rue de Richelieu, Paris, 2°.
- LEVAVASSEUR, Ingénieur-Constructeur, 10, rue des Bas-Rogers, Puteaux (Seine).
- LEVERD, Courtier juré d'assurances, 85, rue Richelieu, Paris, 2°.
- LHOMME, Directeur du Génie maritime, Chef de la Section technique des Constructions navales, 2, rue Royale, Paris, 8°.
- LIGUE MARITIME FRANÇAISE (M. D.)**, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2°.
- LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervort, La Haye (Hollande).
- LOIR, Lieutenant de vaisseau, en retraite, 50, avenue Wagram, Paris, 17°.
- MALLARMÉ, Vice-Amiral, Ministère de la Marine, Paris, 8°.
- MARBEQ, Ingénieur en chef du Génie maritime, Escadre de la Méditerranée.
- MARTIN-ZÉDÉ (Georges), Avocat, 19, boulevard de Courcelles, Paris, 8°.
- MARTY, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 2, square du Croisic, Paris, 15°.
- MAUGAS, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8°.
- MAUGRAS, Ingénieur civil, 7, rue Le Chatelier, Paris, 17°.
- MAUPEOU D'ABLEIGES (Comte DE), Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 4, place du Gast, Laval (Mayenne).
- MAW, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford street, Strand, Londres (Angleterre).
- MAYER (Alphonse), Assureur maritime, 7, avenue de Friedland, Paris, 8°.
- MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite, Buitenzorg, Java (Indes Orientales Néerlandaises).
- MELI, Ingénieur naval et mécanicien, Représentant de la Société des Générateurs Belleville, 5, via Principe Umberto, Milan (Italie).
- MENIER (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris, 9°.
- MENIER (Georges), 61, rue de Monceau, Paris, 8°.
- MENIER (Henri)**, Ingénieur civil (M. D.), 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8°.
- MERVELLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur, 7, rue Las Cases, Paris, 7°.
- MESNIER, Armateur, 153, boulevard Hausmann, Paris, 8°.
- MESSMER, Ingénieur, 12, rue Fontaine, Paris, 9°.
- MICHEL (P.), Ingénieur, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes (Italie).
- MILLAR, CLARKE, CHAPMAN and Co et DARLINGTON-FORGE, 81, Saint-Vincent street, Glasgow (Angleterre).
- MOLAS, Ingénieur des Constructions navales, 94, rue Saint-Lazare, Paris, 8°.
- MOLINAS, Directeur du Nuevo Vulcano, 2, place Medina-Celi, Barcelone (Espagne).
- MOLLER, Ingénieur Maschinen und Schiffbau Elbfhof, Hambourg (Allemagne).

MM.

S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.

MORGAN (W.-G.), Ingénieur en chef du Trondhjem Mekaniske tarkstad, Trondhjem (Norvège).

MORITZ, Ancien Ingénieur du Génie maritime (S. P.), Ourscamps (Oise).

MÖRNER (Comte H.-A.), Directeur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

MORNET (Ch.), Capitaine de frégate, Toulon.

MORS (Louis), Industriel, 48, rue du Théâtre, Paris, 15^e.

MORYAMA, Capitaine de vaisseau de la Marine Impériale Japonaise, Attaché naval, 11, rue Magellan, Paris.

NERVO (Léon DE), Ingénieur des Arts et Manufactures, 73, rue de Courcelles, Paris, 8^e.

NIELSEN, Capitaine de vaisseau, Ancien Directeur des Constructions navales de la Marine Danoise, Marstrandsvei, 2, Copenhague (Danemark).

NORMAND fils, Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, Le Havre.

ODAGIRI, Ingénieur-Commandant de la Marine Japonaise, 733, Gotanyama Shinagumavachi, Tokio (Japon).

ORLANDO, Ingénieur, Livourne (Italie).

PAINVIN, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 4, rue d'Argentré, Nantes.

PARSONS (Chas-F.), Président et Administrateur-Directeur de la Hochtkiss Ordnance Company, 25, Victoria Street, Londres, S. W., et Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company limited, 116, Fenchurch Street, Londres, E. C. (Angleterre).

PATRY, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2^e.

PELLECHIA, Ingénieur naval, Officier du Génie naval Italien, 24, rue de Saint-Quentin, Paris, 10^e.

PEREIRA DE MATTOS, Lieutenant de vaisseau de la Marine Portugaise, Praça Luis de Camoëns, Lisbonne (Portugal).

PETITHOMME, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8^e.

PETROFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 60, Thornton avenue, Streatham hill, Londres, S. W. (Angleterre).

PIAUD, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, 17, rue de Chartres, Neuilly-sur-Seine (Seine).

PIERI (Comte Pompeo), 70, avenue d'Iéna, Paris, 16^e.

PIERRARD, Ingénieur en chef de la Marine Belge, Directeur des Constructions maritimes, Ostende (Belgique).

PIHLGREN, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 66, Graf Thuregatan, Stockholm (Suède).

PINOT (René), Secrétaire général de l'Association des Constructeurs de navires et de machines marines, 63, boulevard Haussmann, Paris, 8^e.

PLUYETTE, Ingénieur en chef du Génie maritime, 3, rue Fondaudège, Bordeaux.

POLLARD, Directeur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

PRESSEQ (L.), Ancien Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, La Bastide, Bordeaux.

QUELLENEC, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, 9, rue Charras, Paris, 9^e.

QUERNEL, Directeur technique, Chantiers d'Antibes, Établissements L. de Cesti, Antibes.

RADIGUER, Ingénieur de la Marine, Cherbourg.

MM.

Roumer, Directeur de la Société anonyme des Usines Franco-Russes, 17, Prajslika, Saint-Petersbourg, Russie.

REMYANT, ingénieur civil, avenue Morillon, Choisy-le-Roi Seine.

SURFILL, Ingénieur au Corps des Mines - 7, rue Bayard, Paris, 8^e.

ROUSSEAU *Ed.* — Ancien ingénieur du Génie maritime, 12, rue de Valenciennes, Paris, 17^e.

Retraite : Ancien Ingénieur du Génie maritime. Directeur technique des Ateliers de la Construction des Vaisseaux Maritimes. La Ciotat. Bouches-du-Rhône.

Révisé par l'Ingénieur-Constructeur S. P. 13, rue du Pont-à-Jean, B. Joinville, Seine.

RESNAIS H.-J., Ingénieur retraité du Génie maritime, Le Havre.

Rouen, Imprimerie de Louis Marinier, Attaché à la Direction de MM. Schneider et C^{ie}.
17, rue de la Harpe, Paris 14.

~~Mr. H. W. Mackay, Agent in Chief of the Parsons Foreign Private Co. Ltd., New-~~
~~York, New York.~~

**BOULEVARD, ANTOINE-INGENIEUR DE LA CLASSE MARITIME, DIRECTEUR DES FORGES ET CHANTIERS DE LA
MEDITERRANEE, 100, RUE DE LA PAIX, TUNIS-LE-VIEUX-PORT.**

1. General Information of the person or persons: Robert J. Adams of Mississippi
and James Earl Ray

Braun, Augustin de Saint-Pierre et Nadeau, Jean-Baptiste

Reçu par le service de la douane (Général) N° 17

Arizuma Kato Tadamasa, Provisional Governor of the San-Francisco Prov.

[illegible]

1882. Journal of the United States Mineral Survey for the Year 1882.

~~CONFIDENTIAL~~ INFORMATION OF DEFENSE VEHICLE & AIR POWER IN BRIEF

~~Subject: The above is a copy of the letter of the above mentioned person to the~~
~~author of the letter of the above mentioned person to the author of the letter of the~~

[Faint, illegible handwritten notes]

16272. 17. 11. 1927. 17. 11. 1927. 17. 11. 1927.

~~1. The following is a list of the names of the persons who have been~~
~~admitted to the membership of the Society since the last meeting.~~

FILED IN REPLY TO THE WRITING. NAME

1. 2019年12月31日，公司总资产为1,000,000.00元，净资产为1,000,000.00元。

RECEIVED 11 11 1964

[illegible]

~~SECRET~~ INFORMATION OF A UNITED STATES GOVERNMENT OFFICIAL

~~1. The following information is being furnished to you for your information only. It is not to be used for any other purpose.~~
~~2. The following information is being furnished to you for your information only. It is not to be used for any other purpose.~~

~~CONFIDENTIAL~~ - SECURITY INFORMATION

~~ALL INFORMATION CONTAINED HEREIN IS UNCLASSIFIED~~

[illegible][illegible]

~~CONFIDENTIAL~~

MM.

SIMONOT, Ingénieur en chef du Génie maritime, 37, rue Bonhomme, Cherbourg.

SKODA (Chevalier VON), des usines Skoda (S. P.), Pilsen (Autriche-Hongrie).

SMITH (ROY-C.), Capitaine de frégate, C^o Navy, Department Washington (États-Unis).

SMITH (Stuart-Farrar), Ingénieur de la Marine des États-Unis, Arsenal de Cavite (Iles Philippines).

SMULDERS (H.), Membre de la Firme A.-F. Smulders, Oude Scheveningshweg, 66, La Haye (Hollande).

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY (M. D.), Firminy (Loire).

SOCIÉTÉ ANONYME DES ATELIERS ET CHANTIERS DE LA LOIRE (M. D.), 11 bis, boulevard Haussmann, Paris, 9^e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES CHANTIERS ET ATELIERS DE LA GIRONDE (M. D.), 40, rue d'Anjou, Paris, 8^e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES FORGES ET CHANTIERS DE LA MÉDITERRANÉE (M. D.), 1, rue Vignon, Paris, 8^e.

SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes (Italie).

SOSNOVSKI, Ingénieur civil, Administrateur-Directeur de la Société de Laval, 48, rue de la Victoire, Paris, 9^e.

STARKE (C.), Attaché naval à l'Ambassade britannique, 23, boulevard Jules Sandeau.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (S. P.), 42, boulevard Maritime, Marseille.

TELLIER (A.), de la Maison Tellier fils et Gérard, 52, quai de la Rapée, Paris, 12^e.

TENNYSON (Constantin), Ingénieur des Constructions navales, Chef de la Section technique des Constructions navales, Usines Poutiloff, 40, Offiterskaya, Saint-Petersbourg (Russie).

TERRÉ, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite (S. P.), 139, boulevard Haussmann, Paris, 8^e.

THIBAUDIER (E.), Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 6, cité Vaneau, Paris, 7^e.

THIELE, Conseiller du Gouvernement, Service royal des essais, Schleuseninsel im Tiergarten, Berlin, N. W., 23.

THIRION, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris, 15^e.

THUAT, Ingénieur-Constructeur, 103, rue de Flandre, Paris, 19^e.

TITOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Shipyard Vickers et Maxim, Barrow-in-Furness (Russie).

TOUSSAINT, Ancien Chef du Service des Ateliers de construction de MM. Schneider et C^{ie}, 32, rue de La Boétie, Paris.

TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin (Nord).

TURC, Lieutenant de vaisseau, Toulon.

TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris, 17^e.

USINES BALTIQUES DE CONSTRUCTIONS NAVALES DE LA MARINE IMPÉRIALE RUSSE, 18, Kogevennaïa linia, V. O., Saint-Petersbourg (Russie).

VALENÇAY (Duc DE), 57, rue Saint-Dominique, Paris, 7^e.

VANDER CRUYCE, Inspecteur du Lloyd's, 16, rue Esprit-des-Lois, Bordeaux.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne (Portugal).

VASLIN (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris, 9^e.

MM.

- VECHKOURTZOFF**, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Directeur des Usines Baltiques de Constructions navales de la Marine Impériale Russe, 78, Kogevennaïa linia, V. O., Saint-Petersbourg (Russie).
- VÉDRINE**, Président de la Chambre syndicale de la Navigation automobile, 7, quai de Seine, Courbevoie (Seine).
- VERMAND**, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).
- VIERHOUT (J.-C.)**, Expert du Bureau Veritas, 109, Prinz Hendrikkade, Amsterdam (Hollande).
- VILLE (Georges)**, Ingénieur mécanicien, 30, Cours-la-Reine, Paris, 8^e.
- VINCENT (Henry)**, Ingénieur-Constructeur, Cannes (Alpes-Maritimes).
- VITTECOQ**, Attaché aux Chantiers de France, 44, rue Nationale, Rosendaël (Nord).
- VIVET**, Ingénieur civil des Constructions navales (S. P.), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).
- VOILLACME (G.)**, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 123, rue Ville-ès-Martin, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).
- VOISIN (E.)**, Capitaine au long cours, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8^e.
- WAHL**, Ingénieur en chef du Génie maritime. Ministère des Colonies, Paris, 8^e.
- WALCKENAER**, Ingénieur en chef des Mines (S. P.), 218, boulevard Saint-Germain, Paris, 7^e.
- WETHERBEE**, Ingénieur civil des Constructions navales. Bath Shipbuilding Co., Bath (États-Unis).
- WHITE (Sir William)**, K. C. B., L. L. D., Sc. D., F. R. S (M. H.), Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S. W. (Angleterre).
- WIDMANN**, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8^e.
- WIDMANN (Georges)**, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 134, avenue Victor-Hugo, Paris, 16^e.
- WILKINSON**, Inspecteur en chef du Bureau Veritas, 17, Cheesborough Building, 17, State street, New-York (États-Unis).
- WILLIAMS (Henry)**, Ingénieur de la Marine des États Unis, Shipbuilding Company, Newport-News (Va) (États-Unis).
- YARROW**, Constructeur, Isle of Dogs, Poplar, Londres (Angleterre).
- YOUNG**, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres (Angleterre).
- ZIEGEL**, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.
- ZIEZE**, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing (Allemagne).

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

DIX-NEUVIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

6 ET 7 MAI 1908.

La dix-neuvième Assemblée générale des Membres de l'Association Technique Maritime a eu lieu les 6 et 7 mai 1908, à l'Hôtel de la Société des Ingénieurs civils, 19, rue Blanche.

SÉANCES DU 6 MAI 1908.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. BERTIN.

La séance est ouverte à 9^h45^m.

M. BERTIN prononce l'allocution suivante :

M. LE PRÉSIDENT. — Messieurs et chers Collègues, la première allocution par laquelle m'échoit l'honneur d'ouvrir, par une revue rapide des nouveautés de l'année, votre réunion annuelle, n'aura point à vous signaler, en Architecture navale, quelques-uns de ces grands changements qui la révolutionnent à de longs intervalles. L'année écoulée a simplement vu se poursuivre, dans des conditions prévues, une évolution déjà commencée.

Une vieille vocation de carrière me force à vous parler d'abord de la **Marine** de guerre; d'ailleurs, soit dit sans offenser l'oreille des pacifistes, c'est bien le navire de guerre qui soulève les questions les plus complexes, les plus ardues, les plus passionnantes.

La transformation subie par le système de protection, qui a rendu beaucoup moins redoutables qu'il y a 15 ou 20 ans, les effets de l'artillerie moyenne, en supprimant le danger de chavirer avec la cuirasse intacte, a conduit à composer uniquement de pièces de gros calibre l'armement des cuirassés de ligne. C'est un changement très justifié et très rationnel en principe; je ne jurerais pas qu'il n'ait été un peu prématuré sur le *Dreadnought*, étant donnés les effets que produirait encore sur lui une artillerie moyenne à tir rapide et à grand approvisionnement de projectiles.

Il est un cas où la suppression de l'artillerie moyenne a été entièrement avantageuse : c'est celui où son calibre diffèrait si peu de celui de la grosse artillerie, que l'une et l'autre poursuivent le même but. Je n'ai jamais compris, pour ma part, la juxtaposition des canons de 16^{cm} et de 19^{cm} sur les croiseurs cuirassés. J'avais insisté, en 1899, pour armer uniquement de canons de 19^{cm} la série des croiseurs cuirassés comme le *Gambetta*, le *Jules-Ferry*, etc. La mesure a été enfin prise pour le dernier des bâtiments construits sur mes plans, le *Waldeck-Rousseau*. Mieux vaut vraiment tard que jamais. On n'a malheureusement pas pu, en même temps qu'on simplifiait son approvisionnement en munitions de guerre, rendre au *Waldeck-Rousseau* 6000 chevaux de force, qui lui manqueront peut-être toujours.

L'attaque et la défense disposent aujourd'hui de ressources qui se contrebalancent assez bien quand on ne parle que de canons. La protection contre les torpilles automobiles est moins avancée, bien qu'elle ne soit pas restée stationnaire depuis le *Henri IV*. La question de principe elle-même n'est pas absolument résolue; il semble impossible, cependant, de rester dans l'incertitude à cet égard, en présence des progrès de la navigation sous-marine.

Puisque je viens de prononcer le nom du *Henri IV*, je signalerai la campagne vigoureuse menée en Russie par notre collègue M. Goulaïeff, en faveur des *cuirassés-monitors*, et même de l'extension de leurs formes et proportions à toutes les classes de navires. Je dois en même temps reconnaître que le modèle cuirassé-croiseur est au contraire resté le favori de toutes les marines, y compris la nôtre. Sa vitesse va toujours croissante; après 16 nœuds, après 18 nœuds, on demande 20 nœuds et plus, ce qui ne sera pas sans créer quelques difficultés de tactique aux amiraux. Cette combinaison d'une grande puissance militaire unie à une grande vitesse conduit à des déplacements allant jusqu'à 22000^t, qui, il y a moins de 10 ans, étaient

calculés, comme épouvantail, pour prouver qu'une telle combinaison n'est, pas réalisable. Ainsi se trouve réalisé le vieux pronostic énoncé en 1892 que, au train dont allaient les choses, le cuirassé de ligne devenait un gigantesque croiseur, au point de vue, du moins, du constructeur naval, sinon de l'officier combattant.

A défaut de révolution dans l'Architecture navale militaire, nous assistons à un événement de sérieuse importance dans la répartition de la puissance militaire. C'est la déchéance de la France, qui semble renoncer à ses vieilles traditions, renier ses vieilles gloires, oublier les leçons de la perte de l'Inde et du Canada. Ainsi l'exige la situation financière. Il est à craindre que nous n'ayons pas su amortir assez vite les charges imposées par la liquidation de l'année terrible. Mais avec la France il ne faut jamais désespérer de rien.

Parlons maintenant des paquebots.

L'effort gigantesque de la Compagnie Cunard soutenue libéralement par l'Amirauté, l'effort parallèle des Compagnies allemandes, largement subventionnées de leur côté sous des formes variées, sont pour la Marine de commerce les grands événements de l'année. Le record des vitesses sur l'Atlantique est, pour l'instant, brillamment enlevé par la ligne anglaise à ses concurrents de Hambourg. Il n'en a coûté qu'un modique déplacement de 45000^t et une puissance de machine de 60000 ou 70000 chevaux. Il semblerait que le prix du charbon n'a pas monté. Le succès du *Mauretania* et du *Lusitania* oblige à préparer bientôt les quais et les formes de radoub pour des paquebots de 300^m de long et 30^m de large, si, comme il est probable, le trafic continue à s'activer entre les deux mondes. Le problème qui se posera alors est celui de l'approfondissement des ports et de leurs chenaux d'accès, car il faut prévoir des navires du tirant d'eau de 12^m et de 13^m, auxquels se refusent actuellement nos plus beaux estuaires.

Comme détail, il est curieux de noter la différence assez prononcée entre les qualités dont le *Mauretania* et le *Lusitania* ont fait preuve au cours de leurs premières traversées. La diversité assez fréquente entre les bâtiments faits pour être semblables est toujours une source d'utiles enseignements. Nous pouvons espérer dans le cas actuel que sir William White rapportera d'intéressantes leçons, pour nous tous, de la croisière qu'il accomplit sur les deux navires à la conception desquels il a participé.

Passons une rapide revue des moteurs. Nous devons une mention au développement des moteurs à explosion, qui restent néanmoins confinés aux petites puissances. Nous pouvons passer sous silence les chaudières, dont il a surgi cette année quelques modèles nouveaux, mais qui ne peuvent donner lieu qu'à des débats irritants, à cause de la prédominance des intérêts personnels en jeu. Nous arrivons à la grande question, celle de la sub-

stitution de la turbine à la machine alternative. Pour les paquebots, il n'y a rien eu à changer aux solutions adoptées antérieurement. Pour les navires de guerre, la nécessité a été reconnue de corriger l'énorme accroissement de dépense de vapeur par cheval résultant du ralentissement de l'allure des hélices pour la marche habituelle en croisière. En effet, sur le *Dreadnought*, aux premiers essais de 1906, cette consommation, d'après une Note de l'*Engineering*, montait de 6^{kg}, 8 à 14^{kg}, quand l'allure s'abaissait de 330^t à 165^t. Le remède adopté consiste dans l'addition de turbines spéciales à la marche de croisière, présentant à cet effet des aubages orientés et courbés en vue des faibles vitesses de rotation. Ces nouvelles turbines sont naturellement une cause d'augmentation du poids et de l'encombrement. Leur efficacité ne sera peut-être que partielle, parce que leur vitesse circonférencielle sera très faible et que les bonnes qualités économiques de la turbine sont en partie attachées aux grandes vitesses de passage de la vapeur dans les aubages.

L'intérêt de donner aux turbines de grandes vitesses de rotation a fait envisager en Amérique le retour possible aux engrenages jadis employés dans un but inverse : celui d'obtenir, pour l'arbre d'hélice, une vitesse plus grande que celle de l'arbre de la machine. Le Contre-Amiral Georges Melville, associé à M. Mac Alpine, a étudié à cet effet un modèle de roues dentées et un système de bâti spécial qualifié de *floating gear*, assurant un meilleur fonctionnement économique et un entraînement plus doux.

La question du rayon d'action, ainsi en litige, présente une telle importance que l'avantage des turbines sur les machines alternatives n'est pas encore prouvé pour les navires de guerre. La Marine allemande, qui a fait l'étude comparative des deux moteurs sur deux croiseurs semblables, le *Lubeck*, à turbines, le *Hambourg*, à machines alternatives, s'en tient, quant à présent, aux anciennes machines, pour ses cuirassés. La prudence est évidemment de rigueur en pareille matière. On l'avait bien compris rue Royale où, dès 1901, il avait été proposé d'entreprendre à Indret l'étude et la construction de turbines d'essai. Notre collègue M. Terré, qui venait d'être envoyé dans l'établissement, et qui n'est pas homme à reculer devant des recherches nouvelles, semblait bien l'homme prédestiné pour cette tâche. La réponse faite alors à la proposition de modestes études étonnerait fort aujourd'hui; elle ne nous a laissé aucune chance de trouver nous-mêmes la solution qu'on cherche encore partout.

Parmi les événements maritimes de l'année, je dois citer l'Exposition internationale de Bordeaux destinée à rappeler l'ancien lustre du grand port des Gaules et de la France féodale, en même temps qu'à célébrer le centenaire du premier service à vapeur établi en 1807 sur l'Hudson. Ceci ne doit offenser en rien les noms des inventeurs français, le marquis de Jouffroy

d'Abbans, dont Robert Fulton a connu et cité les essais sur la Saône, et qui a eu son centenaire célébré en son temps. Rappelons aussi le comte d'Auxiron, prédécesseur parisien de Jouffroy. Les modèles de Clermont et de son premier successeur, envoyés à Bordeaux par le *Navy Department* de Washington, ont frappé les visiteurs par l'extrême simplicité des formes de la coque. Cette simplicité aurait même fait douter des connaissances en architecture du célèbre inventeur, artiste peintre d'ailleurs de son métier, si l'on ne connaissait d'ailleurs les difficultés budgétaires qu'il a dû surmonter. Les motifs d'économie expliquent le tracé des navires en forme de caisses rectangulaires terminées par des prismes triangulaires.

L'Exposition de 1907, à ses débuts, pensait fêter un autre centenaire, celui de Denis Papin faisant marcher, en 1707, le *Fulda*, l'ancêtre indiscuté de la machine à vapeur. On a exposé depuis lors que les bateliers de la Weser, inquiets et jaloux de l'invention nouvelle, n'ont brisé qu'un bateau à roues mues à bras d'homme. Denis Papin avait entrevu de bonne heure la machine à vapeur; il a plus tard inventé le bateau à roues; il n'a pas appliqué le travail de la vapeur à la rotation des roues. La tradition contraire était, du reste, vraiment déconcertante quel que fût le génie de Denis Papin.

Messieurs, il me reste, en terminant, à donner un souvenir aux collègues morts pendant l'année.

Nous avons perdu : au Japon, le capitaine Harada; en Angleterre, M. Hozier; en Belgique, M. Meulemeister; aux États-Unis, M. Jos. Woodward, que j'ai vu pour la dernière fois, en 1893, à Washington, où il faisait grand honneur à notre École et où il tenait une place importante au Bureau des constructions navales; enfin, M. le Vice-Amiral Likhatcheff, de la Marine russe, devenu presque français d'adoption, car il n'avait pas quitté notre pays depuis trente-cinq ans; il était attaché naval lors de l'Exposition de 1878 et m'avait fait envoyer, à cette occasion, une distinction russe dont je n'étais pas médiocrement fier. En France, nous avons perdu M. Langlois, M. Beausire, dont j'avais eu l'occasion d'apprécier la valeur précoce; un membre du Conseil, M. Rueff, que ses qualités d'administrateur avaient mis de bonne heure en relief et qui avait coup sur coup occupé des postes importants dans les Conseils de nos grandes Sociétés, et enfin, M. Madamet. Je vous demande la permission de consacrer quelques mots au souvenir de mon vieil ami Madamet, qui a été de ceux dont notre corps du Génie maritime peut s'enorgueillir. Il s'était montré de bonne heure un praticien habile dans l'organisation et la conduite des ateliers du plateau des Capucins, à Brest, et un inventeur ingénieux dans la construction de compteurs de tours et d'appareils d'enregistrement auxquels il a longtemps travaillé. Il a sur-

tout donné sa mesure comme professeur, à l'École de maistrance de Brest d'abord, où son cours de Technologie a été publié, puis à l'École du Génie maritime, où il a occupé le poste de sous-directeur et plus tard de directeur, et où il a publié une *Thermodynamique*, un *Cours de correction des compas* et un *Cours de résistance des matériaux* qui font autorité. Il professait les machines marines, ce qui l'a conduit à des recherches géométriques très intéressantes sur les appareils de conduite des tiroirs et de mise en train, publiées séparément. J'ai professé le même cours après lui et j'ai fait de nombreux emprunts aux leçons sténographiées qui restent de lui dans la bibliothèque de l'École. Sa fin prématurée et inattendue nous laisse à tous de profonds regrets. (*Applaudissements.*)

Sur l'invitation du Président, M. le Secrétaire général donne lecture du Rapport du Conseil, des comptes de 1907 et du budget de 1908.

Rapport du Conseil.

Conformément à l'art. 7 des statuts, votre Conseil a à vous rendre compte des principaux faits de sa gestion depuis la dernière assemblée générale.

Les membres du Conseil dont le mandat expire cette année sont :

MM. Bertin, Barguillet, Bordes, Doyère, Piaud.

Le Conseil vous propose le renouvellement des pouvoirs de MM. Bertin, Barguillet, Doyère, Piaud.

M. Rueff serait remplacé par M. Korn, inspecteur général du Génie maritime, qui a bien voulu adhérer à notre Société, et M. Bordes par M. Albert Glandaz, qui représentera chez nous le Yacht-Club de France dont il est l'un des vice-présidents.

Ainsi que je vous l'exposais l'an dernier, notre Association reste stationnaire : l'Exposition de Bordeaux nous a apporté quelques adhésions nouvelles, mais la mort a sévi dans nos rangs. Depuis le 1^{er} janvier 1907, neuf de nos Collègues ont disparu, parmi lesquels M. Rueff, membre de notre Conseil. M. Rueff suivait assidûment nos travaux : vous vous associerez aux regrets que nous cause sa mort aussi rapide que prématurée. Nous avons à enregistrer 15 démissions. En face de ces chiffres, nous ne comptons que 17 admissions nouvelles.

Le Congrès international d'Architecture navale, organisé à l'occasion de l'Exposition maritime de Bordeaux, a eu le plus vif succès : nous avons eu, toutefois, le regret de constater qu'il avait inspiré plus d'attrait aux étrangers qu'à nos nationaux.

Notre concours financier à ce Congrès nous a coûté la somme de 2488^{fr}, supérieure au crédit de 2000^{fr} que vous aviez prévu. Néanmoins notre budget, comme vous le verrez, s'est soldé en excédent (1).

Ainsi que nous l'exposions l'an dernier, nous pensons qu'une des principales difficultés que rencontre le recrutement de notre Association a son origine dans le chiffre de la cotisation, peut-être trop élevé pour des débutants. Aussi avons-nous cherché si, à l'exemple des Sociétés analogues aux nôtres, il ne serait pas possible de créer des membres stagiaires. C'est dans cette intention que nous nous réunissons en assemblée générale extraordinaire à l'effet de modifier nos statuts.

Conformément à l'art. 4 des statuts, le Conseil a admis, depuis la dernière session, les membres suivants :

- M. le duc de Valençay.
- M. Léon Sébille, architecte naval, à Marseille.
- M. Radiguer, ingénieur de la Marine, à Cherbourg.
- M. Chapuis, ingénieur de la Marine, attaché aux Établissements Schneider.
- M. Beugras, directeur des Établissements Schneider, à Chalon-sur-Saône.
- M. Vander Cruyce, inspecteur du Lloyd, à Bordeaux.
- M. L. Guette, ingénieur maritime, à Bordeaux.
- M. Riddsdale, ingénieur en chef de la Parson's Cy.
- M. Fonade, secrétaire de la Ligue maritime de Bordeaux.
- M. Simonot, ingénieur principal de la Marine, à Cherbourg.
- M. Burlamaqui, lieutenant de vaisseau de la Marine brésilienne.
- M. Escardero, ingénieur de la Marine mexicaine.
- M. le commandant Chapin, attaché naval à l'ambassade des États-Unis.
- M. G. Claude, ingénieur.
- M. Korn, inspecteur général du Génie maritime.

Les recettes et dépenses de l'année 1907 s'établissent de la façon suivante :

(1) Un reliquat de 1600^{fr} nous a été versé, le 15 janvier 1908, après clôture des comptes du Congrès de Bordeaux.

État des recettes et des dépenses en 1907.

ASSOCIATION.

Recettes ordinaires.

Cotisations.....	fr 10.480,00
Vente des <i>Bulletins de l'Association</i>	1624,50
Intérêts des valeurs.....	1242,70
	13347,20
Remboursement partiel des dépenses du Congrès de Bordeaux.....	1825,00
Solde de l'exercice 1906.....	2904,41
Total des ressources 1907.....	18076,61
Solde de l'exercice 1907.....	1293,91

Dépenses.

Loyer et gratifications.....	fr 650,00
<i>Bulletin</i> n° 18.....	3715,45
Annuaire et imprimés.....	412,50
Affranchissements, frais divers.....	596,45
Allocations aux employés divers.....	250,00
Frais relatifs à la session 1907.....	354,00
Assurance.....	25,30
Frais financiers.....	24,55
	6028,25
Congrès de Bordeaux. } Part afférente au Congrès dans le <i>Bulletin</i>	3783,75
} Cotisation.....	2000,00
} Frais divers.....	129,55
Monument Normand.....	1000,00
Cotisation marins pêcheurs.....	25,00
Objet d'art à la Ligue maritime.....	407,00
	7345,30
Achat de 8 obligations Ouest.....	3409,15
Total des dépenses.....	16782,70

FONDATION CANET.

Recettes.

Solde de l'exercice 1906	fr 208,37
Arrérages de l'année 1907.....	400,00
Montant à reporter à l'exercice 1908.....	<u>608,37</u>

RÉSUMÉ.

Le capital de l'Association s'élève aux chiffres suivants :

Solde au 31 décembre 1907.....	fr 1293,91
Valeurs en dépôt au Crédit Lyonnais, estimées au cours du 31 déc. 1907. {	
7 obligations P.-L.-M. fusion ancienne.....	3017,00
14 obligations foncières 1879.....	6916,00
915 ^{fr} de rente 3 pour 100 amortissable.....	29508,75
8 obligations Ouest anciennes.....	<u>3426,00</u>
	44161,66

Le capital de la Fondation Canet est constitué par 400 ^{fr} de rente 3 pour 100 perpétuel (déposés au Crédit Lyonnais), soit au cours du 31 décembre 1907.	12723,33
Auquel il convient d'ajouter les arrérages en caisse au 31 décembre 1907, soit,	<u>608,37</u>
	13331,70

Le projet de Budget pour 1908 s'établit de la façon suivante :

Recettes.

Cotisations.....	fr 9000
Vente de Bulletins.....	1600
Intérêts des valeurs en portefeuille.....	<u>1200</u>
Total.....	11800

Dépenses.

Loyer et gratification.....	fr 650
Bulletin.....	8000
Annuaire et imprimés.....	500
Affranchissements, frais divers.....	600
Allocation aux employés du Bureau Veritas et du siège social.....	600
Frais relatifs à la session	400
Assurance	<u>25</u>
Total.....	10775

Notre budget se présente avec un excédent de recettes de 1000^{fr} : nous pouvons donc considérer notre situation financière comme satisfaisante.

M. LE PRÉSIDENT. — Je mets aux voix l'approbation des comptes et le projet de budget. (*Adopté à l'unanimité.*)

Le scrutin est ouvert pour le remplacement et le renouvellement des membres du Conseil.

Le Secrétaire général rappelle qu'une convocation a été adressée pour réunir une Assemblée générale extraordinaire ayant pour but de modifier les statuts par la création de membres stagiaires. Le quorum exigé par l'article 15 des statuts n'étant pas atteint, une nouvelle Assemblée extraordinaire sera convoquée dans un bref délai. Le Secrétaire général donne quelques explications au sujet de cette création de membres stagiaires et fait part des objections formulées par quelques-uns des membres de l'Association, notamment par M. Lestonnat. Il indique que les membres stagiaires recevront, comme les autres membres, le Volume annuel.

Le Président rappelle que la création de membres stagiaires a très bien réussi en Angleterre. On a attiré par la cotisation à 10 shillings beaucoup de dessinateurs, qui sont très nombreux en Angleterre, et qui naturellement ne se souciaient pas du tout de donner 52 francs par an, tandis qu'ils ont donné très bien 10 shillings. Plus tard, quand ils sont plus âgés, ils deviennent membres actifs.

M. DUFLOS DE SAINT-AMAND. — Dans l'Association des anciens élèves de Centrale le fait existe, mais il n'y a pas de différence dans le titre; jusqu'à l'âge de 30 ans, si je me rappelle bien, on ne paie que 10 francs, et automatiquement, une fois qu'on a dépassé l'âge de 30 ans, la cotisation s'élève.

UNE VOIX. — La désignation de *membres stagiaires* a, je crois, quelque chose de malheureux.

M. FERRAND. — En Angleterre, on les appelle *juniors* : c'est la traduction.

M. DE MAUPROU. — Le mot *stagiaire* est assez juste, mais, si cela choque quelqu'un, il n'y a qu'à changer le mot.

M. RIDSDALE. — Je constate une petite différence entre ce que vous proposez ici et ce qu'on fait en Angleterre. Si je comprends bien, Messieurs les

stagiaires passeraient automatiquement membres à l'âge de 30 ans, tandis qu'aux Navals Architects ils ont des qualifications nécessaires: il faut remplir un poste de responsabilité pour être membre.

M. LE PRÉSIDENT. — Nous ne sommes pas assez riches en recrutement pour faire des différences de cet ordre. Il est regrettable que nous n'ayons pas une classe d'associés et une classe de membres.

M. FERRAND — A l'heure actuelle, les jeunes ingénieurs des arsenaux ne tiennent pas du tout à payer notre cotisation, qu'ils trouvent trop élevée.

En ce moment-ci, nous trouvons chez eux de très bonnes dispositions pour nous donner des études, alors qu'ils ne font pas partie de la Société; nous profitons de l'autorisation que vous nous avez donnée d'accepter des études d'ingénieurs qui ne font pas partie de la Société, mais nous voudrions leur faciliter les moyens d'y entrer.

M. DE MAUPEOU. — La seule chose qu'on pourrait leur demander, dans l'ordre d'idées de ce qui se fait en Angleterre, ce serait que pendant leur stage ils auraient présenté une étude.

M. HAUSER. — La Société des Ingénieurs civils a une mesure analogue dans ses statuts: pour devenir membre il faut, dans un délai de 6 mois je crois, présenter une étude, mais jamais cela ne se fait. Cela existe toujours dans les statuts, mais cela ne se fait pas.

M. LE PRÉSIDENT. — Messieurs, le vote a donné l'unanimité pour la réélection des membres proposés par le Conseil; je me fais l'interprète de tous mes collègues du Conseil pour vous remercier de la confiance que vous voulez bien nous témoigner. La parole est à M. Dunoyer.

M. DUNOYER présente à l'Assemblée son compas électromagnétique et expose la théorie de son appareil.

M. LE PRÉSIDENT. — Quelqu'un de vous, Messieurs, a-t-il des explications complémentaires à demander à M. Dunoyer qui vient de nous faire un exposé très complet de son appareil?

M. FERRAND. — Où en êtes-vous avec la Marine ?

M. DUNOYER. — Cet appareil a été construit par M. Carpentier et essayé sur le *Patrie*. A la suite des essais que j'ai faits et qui ont bien fonctionné, je l'ai laissé sur le *Patrie*, bien que ce ne fût qu'un appareil d'essais. On ne s'en est pas servi pendant quelque temps et, quand on a voulu s'en servir, on s'est aperçu qu'il s'était produit sur l'une des bornes une oxydation, parce qu'on ne l'avait pas placé à l'abri de la pluie ; mais les bornes pourraient être protégées dans un appareil définitif. Tout d'abord on n'a pas vu qu'il y avait oxydation des bornes. J'ai fait revenir l'appareil, on l'a nettoyé, et maintenant il marche tout à fait bien.

A la suite du rapport favorable des essais sur le *Patrie*, et des demandes du *République* et du *Gaulois*, l'état-major général paraît envisager une commande de l'appareil.

Maintenant, j'ai reçu aussi une demande de renseignements au sujet de cet appareil de l'Institut hydrographique de Gènes qui s'intéresse beaucoup à cette question.

J'espère que la Marine va commander un appareil de dimensions plus grandes et essayé d'une manière plus rigoureuse, et qu'on dira que c'est un appareil pour le blockhaus, qu'il faut le mettre dans le blockhaus et pas dehors.

M. DE MAUPROU. — La communication de M. Dunoyer est extrêmement intéressante. Il signalait avec raison l'inconvénient de la proximité des torpilles ; nous savons tous que, quand autrefois les râteliers d'armes étaient trop près des compas, cela faisait le même effet ; si l'on commandait à la compagnie de débarquement de se mettre en armes, le compas disait tout autre chose que précédemment ; il fallait donc supprimer les râteliers d'armes dans le voisinage des compas si l'on voulait avoir des compas bien réglés.

La communication verbale de M. Dunoyer est beaucoup plus complète que sa communication écrite ; je ferai le vœu qu'il veuille bien compléter celle-ci, en donnant des figures, avant que le volume soit publié.

M. DUNOYER. — Je prépare un Mémoire plus étendu sur cet appareil ; je le mettrai volontiers à votre disposition aussitôt qu'il sera prêt.

J'ai expérimenté les compensations sur le *Patrie* en quelques minutes. On peut mettre l'appareil dans un endroit protégé du navire et s'en servir pendant le combat même ; ou bien pendant le combat on ne se servira pas

du compas, on naviguera à l'œil, et alors il est inutile de placer l'appareil dans les fonds du bateau.

M. LE PRÉSIDENT. — Je me fais votre interprète, Messieurs, en remerciant très sincèrement **M. Dunoyer** de sa communication. Nous n'avons pas souvent ici de sujets traités d'une façon aussi originale.

(**M. Ferrand** analyse l'étude de **M. Chapuis** sur l'influence des erreurs commises dans l'appréciation de la vitesse et de la route du but, pour le tir des torpilles automobiles.)

M. DE MAUPEOU. — Les tubes sont fixes dans les sous-marins ?

M. FERRAND. — Il y a aussi des tubes mobiles. Il est certain que les tubes fixes ne peuvent être utilisés que dans les conditions indiquées par **M. Chapuis**, sur une file de bateaux.

M. LE PRÉSIDENT. — Ceux d'entre nous qui sont chasseurs savent que quand on tire une compagnie de perdreaux, si l'on n'en vise pas un, on n'en tue pas.

M. DUNOYER. — Quand j'ai assisté aux expériences de lancement de torpilles, l'amiral Germinet les faisait opérer à 800^m ; le bateau marchait parallèlement en sens inverse. Les deux torpilles lancées par le *Patrie* ont porté.

M. FERRAND. — Oui, à 800^m. Mais remarquez qu'au moment du combat la difficulté est de tirer sur un but dont on ne connaît ni la vitesse ni la direction. Quand, en temps de paix, on fait des exercices, on connaît la vitesse du but et sa direction ; le problème est donc en grande partie résolu. Du reste, c'est la même chose pour les tirs d'artillerie.

M. DUNOYER. — Il faudrait évidemment connaître la vitesse du but à atteindre.

M. FERRAND. — Théoriquement, c'est facile ; avec les bateaux à deux mâts on peut apprécier la direction, mais il y a actuellement une tendance à ne plus mettre qu'un mât ; la direction devient donc de plus en plus difficile à connaître.

M. DUNOYER. — Il y a cependant les cheminées....

M. FERRAND. — Oui, mais elles sont pour ainsi dire noyées dans le pont du bateau.

M. LE PRÉSIDENT. — Nous remercions **M. Chapuis** de sa communication, et nous passons au **Mémoire de M. Moritz**.

M. FERRAND. — **M. Moritz**, ancien ingénieur de la Marine, est à la tête maintenant d'une filature. En prenant possession de cette usine, il a trouvé des appareils moteurs et évaporatoires assez médiocres : il s'est appliqué à les modifier et il nous indique les résultats extrêmement intéressants qu'il a obtenus.

(**M. Ferrand** donne lecture du **Mémoire de M. Moritz**.)

M. LE PRÉSIDENT. — Vous avez entendu la communication de **M. Moritz** ; il suit bien les traditions, auxquelles du reste il a coopéré dans la Marine, car il est un des ingénieurs qui ont laissé les meilleurs souvenirs aux spécialistes en machines. Nous avons vivement regretté son départ. Je vois qu'il ne perd pas ses vieilles habitudes et qu'il utilise toutes ses connaissances dans sa nouvelle situation ; il y a là quelques chiffres qui nous paraissent stupéfiants.

La séance est levée à 11^h 40^m.

SÉANCE DU 6 MAI 1908.

Séance de l'après-midi.

La séance est ouverte à 2^h 35^m sous la présidence de **M. Bertin**.

M. Ferrand donne lecture des observations de **M. Brossier** au sujet des essais du *Dreadnought*.

M. LE PRÉSIDENT. — Je suppose, Messieurs, que ce sujet doit vous inspirer quelques remarques. Quelqu'un demande-t-il la parole ?

M. RIDSDALE. — Je voudrais d'abord féliciter mon collègue de la Note qui a été lue et qu'il a préparée malheureusement avec très peu de matériaux. Les chiffres sur lesquels les observations de M. Brosset sont basées, sont tirés pour la plupart des journaux. Je crois que les membres de cette Association comprendront facilement que je ne suis autorisé, par l'Amirauté anglaise, ni à nier ni à affirmer ces chiffres, et, par conséquent, je me trouve dans une petite difficulté en vous offrant quelques observations supplémentaires à celles de M. Brosset; mais je peux dire ceci : c'est qu'il y a dans ces chiffres quelques-uns qui ont une importance très voisine de zéro et qui influencent pas mal les conclusions auxquelles M. Brosset est arrivé.

Le Tableau des chiffres de la page 2 paraît tiré d'une Note de mon ami M. Hart; mais il y a là des chiffres qui sont plutôt légendaires que tirés des résultats des essais.

La première erreur que je voudrais signaler, c'est pour le bateau *Viking*, où la puissance F est inscrite sur le Tableau 10,000; voilà un chiffre purement légendaire : la vitesse du *Viking* a dépassé probablement ce chiffre de 20 pour 100 au moins; cela rend pour ainsi dire sans valeur l'observation de M. Brosset au sujet de l'utilisation des hélices du *Viking*.

M. Brosset a très bien exposé la différence entre les résultats en service des turbines et des machines alternatives en petite allure; il aurait pu, je crois, citer quelques chiffres. Comme cela n'a pas encore été fait, je voudrais attirer l'attention de cette Association sur les essais du *Scout* américain dont les résultats ont été publiés dernièrement. Évidemment, en service, comme pour tous les bateaux, on aura en faveur des turbines des résultats encore plus grands, mais pour ce bateau, même aux essais, on a eu une supériorité en faveur de la turbine. Je crois, Messieurs, que vous avez tous eu connaissance de ces chiffres-là et que je n'ai pas besoin de les citer bien longuement; mais je voudrais attirer votre attention sur ce que, à une vitesse très réduite comme 12 nœuds, le bateau à turbines le *Chester* a parcouru une distance de 6,067, tandis que le bateau à machines alternatives n'en parcourait que 5,096, et cela aux essais. Je crois que nous pourrions revendiquer maintenant pour la turbine que, même en faible allure, elle commence à entrer sur le terrain jusqu'ici occupé uniquement par les machines alternatives. J'ai eu l'honneur de produire devant l'Association des Architectes navals d'Angleterre et au Congrès de Bordeaux quelques chiffres tirés des résultats en service d'un petit croiseur et d'un contre-torpilleur, et où il a été démontré l'économie réelle des turbines, même en faible allure.

Puisque nous parlons des chiffres des Amirautés, je ne peux pas malheureusement donner ceux qui ont été constatés en Angleterre, mais je pense, comme M. Brosset semble le croire, que pour un petit torpilleur à turbines fait en France il serait très intéressant que la Marine française pût communiquer à cette Association quelques chiffres sur les consommations en service de ce bateau, comparées aux consommations des machines alternatives qui ont une période de service aussi prolongée.

Il y a encore dans la Note de M. Brosset une question sur laquelle je tiens à faire une petite correction. Les turbines de croisière du *Dreadnought* (je crois que je ne commets par une indiscretion en le disant) ne sont pas encore en série, tandis que pour la plupart des croiseurs ordinaires les turbines de croisières sont en série, et cela influence d'une façon importante la consommation. On considère que, pour avoir un rendement de consommation constant à toutes les allures, il faudrait ajouter encore des aubages en raison inverse du carré du nombre de tours. Il y a une augmentation d'économie en mettant toutes les turbines possibles en série.

Je vous remercie, Messieurs, de votre aimable attention.

M. LE PRÉSIDENT. — M. Riddsdale nous a mis au point la question la plus intéressante relativement aux turbines : c'est la question du rayon d'action. Je ne sais pas pour ma part si l'on a publié les résultats des torpilleurs, je ne crois pas, M. Normand pourrait le savoir. Ceux que nous connaissons sont anciens, ils ne doivent plus être bons ; ils ne doivent pas être favorables, mais ils sont trop vieux pour que nous puissions compter sur eux.

M. NORMAND. — Du reste, ils n'ont été faits que jusqu'à 24 nœuds.

M. FERRAND. — Les torpilleurs sont les bateaux les plus mauvais au point de vue turbines.

M. HART. — Ce sont de petites puissances.

M. RIDDSDALE. — Je voudrais expliquer la remarque que j'ai faite au sujet des torpilleurs français ; ce que je voudrais voir exposé, si possible, ce serait les résultats que donnent aujourd'hui les torpilleurs à machines alternatives qui ont fait la même période de service que les bateaux à turbines, c'est-à-dire l'effet comparatif des services pour ainsi dire, et non pas des essais de recettes.

M. NORMAND. — C'est comme cela que les essais ont été faits.

M. HART. — Quand ils étaient faits.

M. LE PRÉSIDENT. — Non, en service.

M. FERRAND. — On a fait l'année dernière des essais avec les deux systèmes, mais je n'en connais pas les résultats.

M. LE PRÉSIDENT. — Ici, le coefficient du mécanicien joue un rôle énorme. J'ai vu une fois, à Toulon, un des cuirassés de la série *Turenne*, *Bayard*, *Duguesclin* qui rentrait de service; je ne sais pas ce qu'il consommait, mais il ne pouvait plus faire que 7 nœuds; il y avait un cylindre où il n'y avait plus de crin dans le presse-étoupe, depuis le départ le mécanicien n'avait plus rien remis! Vous voyez le danger des comparaisons.

M. HART. — Au point de vue de la conservation de la vitesse, on pourrait prendre comme comparaison les paquebots de la ligne Calais-Douvres; la vitesse n'a pas changé et la consommation ne s'est pas élevée.

M. FERRAND. — Oui, sur les paquebots à turbines Calais-Douvres.

M. LE PRÉSIDENT. — Et sur les paquebots à machines, vous aviez des machines presque horizontales.

M. HART. — Nous avons des machines à aubes, aussi les comparaisons ne sont pas très commodes; il faudrait avoir une comparaison de la *Princess Elisabeth* avec les autres bateaux.

M. LE PRÉSIDENT. — Je ne sais si les choses sont comme de mon temps, mais autrefois, sur ce genre de machines, les cylindres étaient ovalisés d'au moins 2^{mm}.

M. RIDSDALE. — *La Queen* est en fonctionnement depuis 1903 sans qu'on ait reantifrictionné les coussinets.

M. HART. — Et cela fait 5 ans de service. Les chefs mécaniciens qui ont des turbines disent : « Nous sommes heureux comme des poissons dans l'eau, nous n'avons rien à faire. »

M. LE PRÉSIDENT. — C'est un poste de tout repos.

M. LE PRÉSIDENT. — Personne n'a plus rien à ajouter sur le Rapport de M. Brosser et les observations présentées par M. Riddsdale?

Nous remercions M. Brosser qui n'est pas là et M. Riddsdale qui y est pour ce qu'il a bien voulu ajouter, avec le regret d'être en France peu renseignés sur les résultats obtenus chez nous.

Nous passons au Mémoire de M. Le Chatelier sur les emplois de la soudure autogène pour les réparations des chaudières marines et des navires.

M. JANET donne lecture du Rapport de M. Le Chatelier.

M. JANET. — J'ai eu l'occasion, il y a deux ans, de faire fonctionner un petit chalumeau acétylénique que certains d'entre vous ont pu voir; c'était alors l'enfance de cet emploi.

M. HART. — Pour faire la soudure, est-ce qu'il ne faut pas que les pièces soient horizontales ?

M. JANET. — Non, ce n'est pas forcé; on est même arrivé à ce résultat très paradoxal que les ouvriers qui ont le tour de main sont parvenus à mettre du métal au plafond.

M. HART. — J'ai fait venir un ouvrier spécialiste qui m'a dit qu'il ne pouvait pas faire cela.

M. JANET. — On arrive très bien à souder la tête en bas; le jet acétylénique arrivant sur un fil de section suffisamment choisi est assez puissant pour fixer le métal.

M. HART. — Est-ce qu'on a fait des essais de traction sur les parties réparées ?

M. JANET. — Beaucoup.

M. FERRAND. — Et le Véritas accepte ces réparations.

M. JANET. — Voici un exemple analogue. Aux usines de Denain, où l'on construit beaucoup de locomotives, on a souvent besoin d'entourer la partie basse du foyer d'une pièce rectangulaire qui a environ 80^{mm} sur 80. Ces pièces-là se font maintenant avec la soudure autogène oxy-acétylénique, et le service du contrôle chargé de les éprouver a constaté qu'elles allaient bien mieux que lorsqu'on les faisait simplement en les juxtaposant et en les soudant au feu de forge; que la résistance se montre nettement supérieure.

M. LE PRÉSIDENT. — La soudure autogène permet donc même des constructions.

M. JANET. — Nous avons fabriqué des outils ainsi.

M. LE PRÉSIDENT. — Il y a des fabrications qui ne peuvent être faites maintenant qu'avec la soudure autogène.

M. JANET. — A notre laboratoire de Champigny, nous avons eu à improviser un malaxeur que nous ne trouvions pas dans le commerce ordinaire; nous avons pris des tôles que nous avons soudées avec la soudure autogène.

M. LE PRÉSIDENT. — Autrefois, nous avions des chaudières qu'on ne pouvait pas conserver parce que des rivets placés au-dessus du foyer brûlaient; maintenant, on obtient des formes très compliquées sans avoir des gonflements de métal nulle part, en remplaçant la rivure par une soudure. Cela peut avoir un intérêt immédiat.

M. DE MAUPEOU. — On arrivera à souder des carènes. A quel prix revient le mètre courant de soudure?

M. JANET. — Je crois que la Société L'Acétylène dissous du Sud-Est ne s'est pas lancée dans la voie de la construction, car elle tire maintenant un plus gros bénéfice à faire du vieux que du neuf.

M. FERRAND. — Quel serait le prix pour des petites carènes très lisses?

M. JANET. — Pour la tôle, je peux vous donner quelques chiffres. Nous faisons très fréquemment des bouteilles destinées à contenir de l'acétylène dissous, qui ont 1^m, 20 de haut et 20^{cm} de diamètre; nous exécutons toutes les soudures à la soudure autogène; ce sont des tôles de 4^{mm} d'épaisseur. La bouteille, depuis le moment où nous avons acheté la tôlerie jusqu'au moment où elle est reçue après essais, nous revient à 2^{fr}, 50 en comprenant tous les frais; cela ferait par conséquent 2^{fr}, 50 pour 2^m, 40. Ce n'est pas un travail aussi commode que d'assembler des tôles. Cela revient à 1^{fr} le mètre. Il est certain qu'on arriverait à faire moins cher que cela sur des tôles d'embarcations.

En province, il y a maintenant des petits constructeurs qui ont de ces appareils.

M. DE MAUPEOU. — J'ai vu faire des espèces de fer à repasser pour les teinturiers, des fers ronds faits à la soudure autogène. On répare des portes de foyer. Nous avons eu des cylindres d'automobile dont les enveloppes ont claqué à la gelée; on a fait de la soudure autogène et maintenant elles sont parfaitement étanches.

M. TELLIER. — Aux gouvernails des bateaux rapides, les tôles sont soudées à la soudure autogène.

M. JANET. — L'atelier de la grosse et de la petite chaudronnerie de l'arsenal de Toulon prend des bouteilles à Marseille et fait de la soudure autogène.

M. FERRAND. — On m'a signalé des exemples par capots, d'arbres porte-hélices ou de tubes rivés par l'intérieur; une fois usés les rivets s'en vont et l'on ne peut pas les remplacer; on a pris l'habitude maintenant de souder à la soudure autogène, et cela se fait en une heure ou deux. On a une petite brouette sur laquelle est toute l'installation d'oxygène et d'acétylène dissous, on amène cela dans le fond du bassin et l'on fait les réparations.

C'est un procédé excessivement commode.

M. PETITHOMME donne lecture de sa Note au sujet de la préparation des modèles et de l'analyse des résultats d'essais au bassin d'essai des carènes de la Marine, à Paris.

M. DE MAUPEOU. — Il y a deux points sur lesquels je serais bien aise d'avoir des explications. On a parlé des lois du frottement de **M. Froude**; à ma connaissance, dans un temps, **M. Froude** a commis une erreur complète : il trouvait que le frottement augmentait très rapidement avec la longueur du bateau; cela l'a conduit à faire des croiseurs du type *Aurora*.

M. PETITHOMME. — J'ai confiance dans les coefficients de **M. Froude**; à des vitesses relativement faibles, nous savons que c'est uniquement la résistance de frottement qui intervient. En particulier, les essais des paquebots *France* et *Provence* que je viens de faire sont très concluants; on peut dire qu'il n'y a que la résistance de frottement qui entre en jeu. Je tombe absolument d'accord avec les données de **M. Froude**.

M. DE MAUPEOU. — Connaissez-vous les essais du type *Aurora*? Il y avait un maître-couple exagéré.

M. PETITHOMME. — L'exposé des derniers travaux de **M. Froude** sur le frottement remontent à 1888, c'est-à-dire bien postérieurement au type *Aurora*.

M. DE MAUPEOU. — Ceux dont je viens de parler étaient antérieurs, ils avaient été faits sur des plans qui allongeaient indéfiniment. J'ai connu des paquebots des Messageries, allongés, qui ne marchaient pas.

M. PETITHOMME. — Je crois que les études dont vous parlez sont les premières, c'est-à-dire celles de **M. Froude** père, tandis que les coefficients que j'ai donnés sont de **M. Froude** fils.

Je crois savoir en outre qu'à La Spezzia on suit les mêmes errements et qu'à Bremerhaven on arrive à des résultats peu différents.

M. DE MAUPEOU. — Second point, je pense que la loi de similitude n'est pas absolument applicable aux hélices.

M. PETITHOMME. — Sans vouloir trancher cette question, je puis toutefois promettre, en attendant de plus amples expériences, de dire avec les appareils de notre bassin si telle hélice est meilleure que telle autre.

M. DE MAUPEOU. — Prenez le système du monde : le temps que mettra la lumière à arriver aux différentes planètes sera proportionnel à la distance ; le paramètre à adopter sera égal à l'unité ; dans ce qu'on appelle la *similitude mécanique* il est égal à la racine carrée du rapport des dimensions linéaires au lieu de lui être égal ; il pourrait être tout autre chose.

M. PETITHOMME. — Pas en résistance des carènes et des hélices.

M. DE MAUPEOU. — Des ingénieurs s'y sont trompés complètement. La vague qu'on voit à l'arrière, c'est quand les hélices sont peu immergées, c'est l'effet du côté de moindre résistance ; vous n'avez qu'à mettre la main dans une cuvette ou dans un bassin quelconque, si vous la mettez un peu près de la surface et que vous lui donniez un mouvement vif de transmission, vous voyez cet effet centrifuge se produire et il n'y a pourtant pas, à proprement parler, d'effet centrifuge : c'est l'effet du côté de moindre résistance. Si vous admettez cela, je vais vous montrer le rapport ; le rendement de l'hélice, faite d'éléments de plans poussant l'eau, dépend de la distance à la surface de l'eau ; par conséquent, les ailes d'hélice n'agissent pas du tout de même suivant qu'elles sont verticales au-dessous du moyeu, ou qu'elles sont verticales au-dessus ; plus l'hélice est immergée, moindre est le recul, parce que le côté de moindre résistance va en s'éloignant. Eh bien, ce côté de moindre résistance agit en vertu du temps qu'il faut pour que les pressions se transmettent du point où vous agissez à la surface du liquide. M. Moisson a fait une théorie des torpilles dans laquelle il démontre très bien cela.

Dans l'hélice c'est la même chose et la similitude exigerait que le rapport de similitude mécanique fût égal au rapport géométrique, parce qu'il s'agit de force de transmission.

Si au contraire vous prenez la carène, alors il faut que le rapport de similitude mécanique soit égal à la racine carrée du rapport géométrique. Dans la carène, vous me direz aussi que c'est une question de transmission de pression. Mais en même temps le bateau s'avance, le même point de carène agit toujours à la même profondeur, tandis que le même point de l'hélice n'agit pas toujours à la même profondeur. Voilà ce qui fait que la similitude

mécanique est applicable à la résistance des carènes et n'est nullement applicable aux hélices.

Maintenant, si vous prenez pour un navire qui a 8^m de tirant d'eau le temps qu'il faut pour que la pression se transmette à la surface de l'eau, vous trouverez que ce temps-là est très analogue au temps du même ordre que l'aile de l'hélice met à passer devant l'étambot. Je crois donc que pour l'hélice il faudrait que le coefficient de similitude mécanique fût égal à la racine carrée du rapport géométrique et, d'autre part, égal au rapport lui-même.

M. PETITHOMME. — Je trouve que cela ne fait rien que l'hélice n'agisse pas toujours au même point; le principal est de se trouver dans des conditions comparables.

M. DE MAUPEOU. — Ce n'est pas la question. La théorie de la similitude n'est pas applicable à l'hélice. Il faut que le paramètre de similitude mécanique relatif au temps, car en somme c'est à cela que cela revient, soit une chose ou une autre. Eh bien, dans la carène il doit être égal à la racine carrée du rapport de similitude géométrique; alors vous pouvez comparer une petite carène à une grande. Dans l'hélice, il y a deux questions qui se présentent : il faudrait, d'une part, que ce fût le rapport et, d'autre part, la racine carrée de ce rapport.

A Gâvres je me suis beaucoup occupé des questions de transmission de pression dans l'eau; il faut que le coefficient mécanique soit égal au coefficient géométrique; alors il y a similitude.

M. PETITHOMME. — Vos observations, Monsieur le Directeur, sont justes, je n'en doute pas, mais demanderaient à être approfondies. S'il y a deux coefficients en présence, je crois que la racine carrée du rapport de similitude géométrique a l'avantage.

M. DE MAUPEOU. — Je crois que l'autre a une importance suffisante pour ne pas être négligé.

M. PETITHOMME. — Pardon. J'ai été au-devant de votre objection en vous disant tout à l'heure que je croyais, actuellement du moins, ne pouvoir certifier qu'une chose : de deux hélices l'une est meilleure que l'autre de telle quantité, sans dire : l'autre vaut tant.

M. DE MAUPEOU. — Cela tend dans la même voie que ce que je dis, c'est que la similitude n'est pas applicable.

M. PETITHOMME. — Je ne l'attribue pas à la même cause que vous; je

l'attribue à la cause suivante (j'espère que nous arriverons à mieux) : à ce que, pour les hélices, les appareils sont tellement compliqués que les erreurs et les résistances passives prennent une place prépondérante qui m'empêche d'arriver à des chiffres bien précis; c'est plutôt de ce côté-là que je chercherais. Pour moi, actuellement, je crois qu'en ce qui concerne les hélices nous devons établir des rapports; d'ici quelque temps, je le répète, je pense que nous arriverons à mieux.

M. DE MAUPEOU. — Je ne peux pas dire quel est le plus important des deux éléments. Je vous cite l'éclairage : quand vous allumez un foyer dans un point quelconque, comme la vitesse est constante, les temps que la lumière mettra à arriver sont proportionnels aux longueurs.

M. PETITHOMME. — Je ne dis pas non, mais je dis que la question aurait besoin d'être approfondie et mûrie en ce qui concerne les hélices.

M. DE MAUPEOU. — Pour le système solaire, cela me semble l'évidence. D'autre part, il y a la question du côté de moindre résistance qui joue un grand rôle, dont je ne peux pas affirmer l'importance, mais joue certainement un grand rôle dans l'utilisation des hélices.

Ce qu'on attribue à la force centrifuge n'a jamais été la force centrifuge, c'est le côté de moindre résistance.

M. PETITHOMME. — Je vous répondrai peut-être l'année prochaine.

M. DE MAUPEOU. — Je me permets de vous signaler ce point; si cela peut vous être utile, j'en serai très heureux.

M. LE PRÉSIDENT. — Nous remercions M. Petithomme de sa communication, et pour l'encourager à ne pas désespérer nous lui dirons que, de notre temps, il y a quarante et quelques années, notre professeur nous donnait la théorie de la similitude et il était enchanté, il nous disait qu'il l'avait trouvée dans Newton; puis, après nous avoir fait la théorie de l'hélice en trois leçons, il disait : « Je vous résume la théorie de l'hélice en vous disant que c'est un chaos, un pathos et que je suis le premier à n'y rien comprendre. En sorte que, si vous ne trouvez pas du premier coup, vous êtes bien excusable. »

M. Maurice LEBLANC donne lecture de sa Note sur la condensation.

M. FERRAND. — Dans l'essai fait à bord du torpilleur 293, vous avez substitué entièrement votre appareil aux pompes à air du bord?

M. LEBLANC. — Il y avait deux pompes à air conduites par des vis sans fin; on s'est servi de l'une d'elles pour enlever l'eau de condensation. Les essais ont été faits, l'un avec les deux pompes du bord, l'autre avec une de ces pompes et la nouvelle pompe. J'ai fait à plusieurs reprises des essais sur un condenseur à surface à l'usine du Havre, en mettant en parallèle une de ces nouvelles pompes et la pompe à air à piston du condenseur; dès qu'on dépassait le vide de 70^{cm} la pompe à piston se mettait à cogner et son rendement volumétrique devenait nul.

M. FERRAND. — Alors, vous conservez une pompe alternative ?

M. LEBLANC. — Non, il s'agissait d'une expérience. La pompe à air qui a été employée est destinée au *Voltigeur*, qui n'est pas terminé, mais le Département de la Marine a désiré faire un essai préliminaire. On a installé tous les appareils sur le pont d'un torpilleur à turbines; c'était une expérience faite pour se rendre compte du fonctionnement du système. Dans l'installation définitive, c'est une pompe centrifuge qui enlèvera l'eau condensée.

M. GRILLE. — J'ai eu l'occasion de me servir des pompes à air de M. Maurice Leblanc avec des condenseurs à surface. A Bordeaux, vous avez vu que nous avions un condenseur Maurice Leblanc qui marchait en condenseur à mélange et qui nous a donné des résultats de vide constant de 74^{cm}. Nous marchions avec une machine de 250 chevaux, et une fois amorcée sur le condenseur, que la machine fût en marche ou qu'elle fût stoppée, nous avions toujours 74^{cm} sans aucune variation. Nous n'avons jamais eu la plus petite difficulté avec ce condenseur, alors que nous avions eu un condenseur à pompe ordinaire, monté sur une machine à grande vitesse Siemens à 250 tours, qui nous a donné assez souvent des ennuis, des usures, et qui ne nous donnait jamais plus de 64^{cm} de vide.

Nous avions également un condenseur à injection totale sur l'*Electra*; il nous donnait beaucoup de mal à mettre en route, et une fois qu'il était mis en route le vide ne dépassait pas 67^{cm}.

De sorte que nous avons eu la comparaison de trois condenseurs, et elle est absolument en faveur du système de M. Maurice Leblanc.

M. LEBLANC. — Je vous remercie, Monsieur, de votre précieux témoignage.

M. FERRAND. — A quoi en sont vos essais sur les appareils à glace ?

M. LEBLANC. — La question n'est pas encore tout à fait au point. Je me suis proposé de faire une machine à glace en n'employant aucun autre

corps que l'eau et la vapeur d'eau. Il n'y avait d'autre solution que d'évaporer l'eau dans le vide, par conséquent d'introduire de l'eau dans un espace où on l'évaporerait partiellement. Si vous remplacez l'eau par de la saumure, on peut abaisser la température du liquide au-dessous de zéro, sans le congeler.

Ce qui caractérise ce système, c'est l'énormité des volumes à aspirer. En effet, si l'on veut arriver à une température voisine de 20° au-dessous de zéro, 1^{kg} de vapeur saturée, à cette température, occupe 1000^m; il faudrait donc engendrer 1000^m pour produire environ 600 frigories. C'est impossible avec des pompes, parce qu'elles auraient des dimensions monstrueuses et que, la pression moyenne sur le piston étant extrêmement petite, leur rendement serait nul.

Il n'y avait qu'un procédé : faire le vide avec un éjecteur à vapeur qui débouchait dans un condenseur. C'est ce qui m'a conduit à étudier le condenseur dont je vous ai parlé. J'ai pensé que c'était la seule solution, parce que le fluide moteur a une vitesse d'environ 1400^m par seconde, et qu'il communique au fluide entraîné une vitesse de 1000^m environ; il n'est pas difficile de débiter de très grands volumes, avec de pareilles vitesses.

Nous avons fait des expériences dans cette voie, elles ont bien réussi (M. Ferrand y a assisté); nous avons fait de l'eau froide, de la glace, et enfin nous sommes arrivés à abaisser la température d'un courant d'eau salée à 17° au-dessous de zéro, alors que l'eau de condensation était prise à la température de 23° .

Nous avons rencontré là une difficulté particulière dans la condensation : le nombre de frigories obtenu par kilogramme de vapeur dépensée était du même ordre de grandeur que dans les bonnes machines à ammoniac ou à acide sulfureux; mais, dans ces machines, on condense généralement l'ammoniac ou l'acide sulfureux à la température de 20° . L'eau qui a servi à refroidir le condenseur va ensuite refroidir celui de la machine à vapeur. Dans notre cas, la vapeur motrice est mélangée à la vapeur entraînée et doit être condensée avec elle; 1^{kg} de vapeur entraîne environ $\frac{1}{4}$ de son poids d'autre vapeur; par conséquent, il nous fallait condenser quatre fois plus de vapeur à la température de 20° , ce qui revenait à multiplier par 4 le poids de condensation. Nous avons cherché à séparer les deux vapeurs, mais n'y avons pas réussi.

Cette difficulté disparaît, lorsqu'on ne veut pas faire des températures très basses, lorsqu'on veut faire de la glace à zéro, par exemple, parce que la température du condenseur peut être plus élevée; pour arriver aux basses températures, alors que les autres condensaient dans un condenseur à 20° , il fallait arriver à condenser dans un condenseur à 40° ou 45° ; mais, pour

cela, il fallait relever le rendement de l'éjecteur. C'est ce que nous avons cherché à faire.

On croit généralement qu'un éjecteur a un très mauvais rendement, parce que la force vive se transforme mal en travail de compression. Cela n'est pas exact; mais, lorsque le rapport de la pression finale à la pression initiale est plus grand que $\frac{1}{0.15}$, ce qui arrive toujours dans notre cas, il faut se servir d'un diffuseur d'abord convergent, puis divergent, au lieu d'un diffuseur simplement divergent, comme on l'a fait jusqu'ici.

Or un éjecteur muni d'un diffuseur convergent ne s'amorce pas de lui-même. Nous avons pu déterminer l'amorçage en disposant les tuyères amenant la vapeur d'entraînement, au bout d'une longue tige, que nous avançons dans l'appareil, puis que nous reculons au fur et à mesure que la pression s'abaissait. Mais ce dispositif n'était pas commode, il était encombrant, et enfin tout appareil qui ne s'amorce pas spontanément peut facilement se désamorcer.

Nous avons finalement adopté la disposition suivante : la partie convergente du diffuseur se compose d'une série de cônes emboîtés les uns dans les autres. Un canal annulaire est ménagé entre l'entrée de chacun d'eux et la sortie du précédent. Ces canaux communiquent avec le milieu, où refoule l'éjecteur, par des orifices munis de clapets.

Dans ces conditions, la vapeur qui ne peut franchir le diffuseur s'écoule sur les côtés en soulevant les clapets. Il y a entraînement du fluide contenu dans le réservoir où l'on aspire et la pression y diminue. La veine motrice, parcourant un milieu de densité moindre, perd moins vite sa vitesse et devient bientôt capable de franchir le premier cône. Le clapet qui précède ce cône se ferme alors. La pression continuant à baisser en amont, la veine entraînante peut franchir le deuxième cône et ainsi de suite. On voit les clapets se fermer successivement. Avec ce dispositif, l'éjecteur s'amorce tout seul. La force vive se transforme alors en travail de compression dans son diffuseur avec un rendement d'environ 0,7 lorsque le rapport de compression est égal à 15. Ce rendement est convenable.

Si les éjecteurs ont généralement un rendement inférieur à 20 pour 100, c'est que l'entraînement du fluide qu'on veut aspirer se fait mal.

On ne saurait compter, pour le déterminer, sur la friction de la veine motrice contre le milieu ambiant. Non seulement le coefficient de frottement intérieur des gaz est très petit, mais la vapeur d'entraînement n'agit que pendant un temps très court, $\frac{1}{30000}$ de seconde environ, sur la vapeur à entraîner et doit lui communiquer une vitesse de 1000^m par seconde. Celle-ci doit donc subir une accélération égale à 3000000.

Or, la force de frottement développée au contact des deux veines entrai-

namte et entraînée est proportionnelle à la dérivée de leur vitesse relative prise perpendiculairement à sa direction; l'accélération est tellement grande qu'il faut une dérivée presque infinie pour la communiquer au fluide. Si la vitesse est de 1400^m en un point, 1^{mm} plus loin, elle devra être nulle. La veine motrice ne peut donc entraîner avec elle qu'une gaine infiniment mince.

Seuls les chocs peuvent communiquer de pareilles accélérations. On arrive à les produire en faisant déboucher la vapeur d'entraînement avec une pression plus grande que celle du milieu. Il se produit alors une explosion à la sortie des tuyères. Celle-ci détermine des ondes, qui se propagent dans les deux sens avec la vitesse du son, et, comme la vapeur va plus vite que le son, certaines de ses ondes courent le long de la veine motrice. Celle-ci prend une surface rugueuse, dont les aspérités viennent choquer les molécules qui s'engagent dans ses cavités. On arrive ainsi à entraîner une quantité très appréciable du fluide ambiant, mais qui n'est pas encore suffisante.

Nous croyons possible d'augmenter la quantité de fluide entraînée par la veine motrice d'un éjecteur et nous poursuivons des expériences à ce sujet, dont les premiers résultats sont favorables.

Mais ceux-ci ne sont pas encore définitifs et il n'y a pas lieu d'en parler aujourd'hui.

M. LE PRÉSIDENT. — Nous remercions M. Maurice Leblanc, qui a réalisé des progrès très intéressants dans l'utilisation de l'éjecteur, et qui paraît vivre dans le monde des molécules et s'entendre très bien avec elles. (*Applaudissements.*)

Nous passons au Mémoire de M. Ferrand sur la durée des constructions navales en France.

M. Ferrand donne lecture de son Mémoire.

M. HAUSER. — Il paraît difficile qu'on admette la responsabilité pécuniaire d'un ministre.

M. FERRAND. — J'ai eu l'occasion de faire cette observation à un ministre, qui m'a répondu : « Le cas a été plaidé sous la Restauration. »

UNE VOIX. — Le Conseil d'État a voté une reprise sur M. Caillaux père en 1877.

M. FERRAND. — Je ne crois pas que la proposition que je fais soit difficile

à mettre sur pied, mais il est certain que ce que je propose est très révolutionnaire.

M. HAUSER. — Je suis tout à fait de votre avis sur le tout, mais vous ne visez pas une chose, la plus importante de toutes, et que je crois que vous n'obtiendrez jamais : c'est le vote des crédits par bateau.

M. FERRAND. — Je demande le budget « pour une fois ».

M. HAUSER. — Jamais vous n'obtiendrez l'assentiment du Ministre des Finances sur ce point, parce qu'il dira : « Je ne sais pas s'il ne me tombera pas 150 millions de constructions pour l'année. »

M. FERRAND. — En réalité, du moment qu'un navire est mis en chantier, les crédits sont ouverts.

M. HAUSER. — La Chambre n'est pas de cet avis; elle a dit : « Je ne suis pas responsable des Parlements précédents. »

M. FERRAND. — Il est inadmissible qu'en 1910, alors que la Marine a commandé à l'industrie pour les années 1907, 1908, 1909, la Chambre dise : « Je ne donne pas de crédits. »

M. HAUSER. — Elle ne le fera pas.

M. FERRAND. — Lorsque le ministre signe un marché de tourelles il engage la signature de son successeur, et il engage en réalité les crédits pour une année où il ne doit pas les engager.

M. HAUSER. — Pour moi, la plus grande réforme ce serait qu'on vote les crédits par bateau. Remarquez que c'a été le système anglais; je crois que ce ne l'est plus maintenant. A un moment, en Angleterre, on votait les crédits pour tout le programme; maintenant cela ne se fait plus.

M. LAUBEUF. — M. Ferrand nous a dit que la durée de construction des grosses unités du programme de 1900 était de 5 ans. Je vais indiquer à l'Association quelques chiffres relatifs aux petites unités, chiffres que je crois de nature à intéresser et à renforcer la thèse soutenue par M. Ferrand.

Contre-Torpilleurs :

Commandes à l'industrie.

Commande du 1^{er} août 1900 : 8 contre-torpilleurs de 310^t, type *Arbalète*, ont été construits, essayés et livrés entre février et novembre 1903, soit 2 ans et demi à 3 ans un quart.

Commande du 29 mai 1901 : 8 contre-torpilleurs de 310^t (même type) sont entrés en service entre février 1903 et mai 1904, soit 2 ans et demi à 3 ans.

La *Claymore*, de 335^t, commandée le 2^e septembre 1903, est entrée en service en juillet 1906.

Commande du 8 novembre 1905 : 8 contre-torpilleurs de 335^t, type *Claymore*, doivent être terminés entre février et août 1908, soit 2 ans un quart à 2 ans trois quarts (2 d'entre eux sont actuellement reçus, et 5 commencent leurs essais).

Commande d'octobre 1906 : 6 contre-torpilleurs de 420^t doivent être achevés en 24 à 28 mois.

Commande d'octobre 1907 : 5 contre-torpilleurs de 440^t doivent être livrés en 22 à 24 mois.

Passons aux arsenaux ; à Rochefort :

2 contre-torpilleurs, *Carabin* et *Sarbacane*, commandés à Rochefort le 4 mai 1900, sont entrés en service fin 1903 et printemps 1904, soit en 3 ans et demi et 4 ans.

Francisque et *Sabre*, du 5 mars 1901 à l'automne de 1904 : 3 ans et demi.

Stylet et *Tromblon*, du 12 mai 1902 au milieu de 1906 : 4 ans, puis des avaries de machines les ont retardés jusqu'à la fin de 1907.

Pierrier, *Obusier*, *Mortier*, commandés le 5 août 1903, ont été achevés d'octobre 1907 à janvier 1908, soit 4 ans et demi.

Carquois et *Trident*, commandés le 5 juillet 1904, vont être terminés (3 ans trois quarts).

Coutelas, *Fleuret*, *Glaive* et *Poignard*, commandés le 5 mai 1905, marquent un léger progrès : le *Coutelas* est entré en service en avril 1908, soit un peu moins de 3 ans, et le *Fleuret* sera bientôt terminé. Pour les deux derniers on vient seulement, en janvier 1908, de commencer leur montage sur cale.

A Toulon, on a commandé, le 5 mai 1905, *Cognée*, *Hache* et *Massue*. Un seul est à flot, les deux autres sont encore sur cale.

Sous-Marins :

Pour les contre-torpilleurs, comme pour les grandes unités, il y a encore un peu d'émulation, venant de la concurrence de l'industrie. Pour les sous-marins, cette émulation n'existe plus, puisque les arsenaux se sont réservé

le monopole de leur construction. Aussi les résultats sont-ils plus lamentables encore. Sans remonter trop loin, voici quelques chiffres :

6 sous-marins de 390', du type *Émeraude*, de M. Maugas, ont été commandés le 16 octobre 1903, aux arsenaux de Cherbourg et de Toulon. Voici leur situation exacte :

2 sous-marins, l'*Opale* et l'*Émeraude*, sont terminés. L'*Émeraude* a fini ses essais hier même 4 mai 1908.

2 sous-marins, le *Rubis* et le *Saphir*, vont commencer leurs essais.

Les 2 derniers, *Topaze* et *Turquoise*, sont encore sur cale à Toulon, 4 ans et demi après l'ordre de mise en chantier.

2 submersibles de 350', *Circé* et *Calypso*, construits sur nos plans à Toulon par ordre du 9 octobre 1904, ont été lancés en septembre et novembre 1907 ; ils seront terminés vers la fin de 1908, soit en 4 ans.

18 submersibles de 400', type *Pluviose*, sont en construction sur nos plans, à Cherbourg, Rochefort et Toulon, par ordre du 26 août 1905.

A l'heure actuelle, 5 sont à flot (4 à Cherbourg, 1 à Rochefort).

On espère en terminer 6 en 1908, 6 en 1909, les 6 derniers en 1910, soit une durée de construction de 3 ans à 5 ans.

Je ne parle pas des bâtiments mis en chantier en 1906 et 1907 ; on ne peut guère savoir quand on les finira, cela s'échelonnara de 1910 à 1912 ou 1913 ! C'est une durée de construction absolument ridicule.

Du reste notre Président, M. Bertin, en sait quelque chose. Il y a en construction, à Toulon, sur ses plans, le sous-marin *Y* de 220' et le submersible *Oméga* de 305'. La date de l'ordre de construction est août 1901 pour le premier, janvier 1903 pour le second. Ils ne sont pas encore terminés.

Ces chiffres paraissent invraisemblables. Je dois dire que, lorsque j'ai eu occasion de les émettre, on les a accueillis avec incrédulité ; la preuve est facile à faire : la date de l'ordre de construction figure aux annexes des Rapports sur le budget de la Marine. Il est certain qu'avec de pareils délais, les derniers bâtiments des séries seront arriérés lors de leur entrée en service.

M. FERRAND. — Rien n'est plus éloquent que ce que vient de dire M. Laubeuf.

M. LAUBEUF. — Je l'ai raconté à plusieurs personnes qui m'ont traité de menteur... ou presque. J'ai été obligé de leur donner les documents.

M. FERRAND. — J'ajouterais deux choses à ce qu'a dit **M. Laubeuf** : d'abord un des motifs du retard c'est qu'on a commandé ces bateaux sans savoir au juste ce qu'on mettrait dedans comme moteur....

M. LAUBEUF. — Pardon, pour le *Circé*, le *Calypso* et le *Pluviôse*, on savait ce qu'on mettrait dedans....

M. FERRAND. — Mais pour les bateaux du type *Émeraude* les moteurs n'étaient pas au point ; pour l'*Y* et l'*Oméga*, on a décidé il y a deux mois le moteur qu'on emploierait.

Il y a un autre point qui prouve à quel degré d'inconscience on en arrive à ce point de vue ; les journaux ont publié il y a un mois et demi des articles sous le titre : « Un match entre les différents ports », au sujet du montage rapide de ces bateaux. En effet, on en a monté un en 17 heures.

M. LAUBEUF. — Et l'on annonce même son prochain lancement !

M. FERRAND. — On monte en quelques heures un bateau qui est commandé depuis plusieurs années et qui restera en chantier pendant plusieurs années, et l'on ne se rend pas compte de la situation que cela accuse. Si je dis cela, c'est parce que je suis convaincu que beaucoup de gens ne se rendent pas compte qu'en réalité on met en France quatre ans pour construire un sous-marin.

UNE VOIX. — Il faut tenir compte aussi du nombre de bateaux mis en chantier en même temps.

La séance est levée à 5^h 30^m.

SÉANCE DU 7 MAI 1908.

Séance du matin.

La séance est ouverte à 9^h 45^m sous la présidence de **M. Widmann**.

M. PIAUD analyse le Rapport de **M. Marbec**.

M. DE MAUPEOU. — **M. Marbec** parle d'efforts de cisaillement, je crois que les Ponts et Chaussées disent l'*effort tranchant*.

M. HAUSER. — C'est la même chose.

M. DE MAUPEOU. — Quand les épaisseurs varient, c'est bien toujours la forme circulaire qui est en équilibre; cependant, dans certains cas, ce doit être un équilibre assez instable.

M. TERRÉ. — Cela dépend d'où vient la pression, si elle vient de l'intérieur ou de l'extérieur.

M. PIAUD. — Le théorème a l'air d'être assez général. Comme il permet de calculer les moments de flexion en différents points, on a la solution du problème des foyers qui sont instables. Ici, on verrait très bien le moment où l'on arrive à dépasser la limite élastique et où le foyer s'écrase.

M. DE MAUPEOU. — C'est le cas où cela devient instable.

M. HART. — M. Marbec a bien soin de spécifier que la lame ne supporte aucune flexion sous une pression uniforme, si le corps est inextensible.

M. PIAUD. — Au moins pratiquement inextensible, parce qu'il n'y a pas de corps inextensible.

M. HART donne lecture de son Mémoire.

M. DE MAUPEOU. — Ce sont des machines à roues que vous avez?

M. HART. — Oui.

M. FERRAND. — Il n'y a pas d'élargissement du tuyau dans le voisinage de la machine?

M. HART. — Lors des essais nous avons obtenu des variations de pression de près de 6^{kg} aux cylindres. On s'est demandé d'où cela provenait; les Chantiers de la Loire ont cru que c'étaient les réservoirs intermédiaires qui n'étaient pas suffisants. Alors, on a monté un peu partout d'énormes réservoirs pour augmenter le volume du réservoir de vapeur; seulement, il y avait une tubulure qui communiquait avec la tuyauterie générale, la vapeur ne traversait pas le réservoir; alors la pression n'avait pas le temps de se propager dans tout le réservoir, et cela ne servait pas à grand'chose. Un jour que j'étais gêné par ce réservoir, je me suis décidé à faire sauter le réservoir accolé; nous avons fonctionné ainsi pendant 15 jours, il n'y avait pas de différence; par conséquent, ce réservoir ne faisait pas d'effet du tout. Je suis arrivé à supprimer tous les réservoirs, qui étaient encombrants.

M. FERRAND. — D'où venaient ces 6^{kg} de dépression?

M. HART. — De la prise de vapeur générale, parce qu'aux essais il avait fallu forcer beaucoup; il y avait étranglement de la soupape. Quand on ouvre la petite soupape on a un étranglement très fort; quand on veut fournir plus il faut ouvrir la grande, qui fait alors un appel tellement énergique, que les chaudières se vident dans les cylindres.

M. DE MAUPEOU. — Même avec les réservoirs?

M. HART. — Oui; j'ai vu une chaudière se vider complètement en moins de 2 minutes. J'étais dans la machine; nous avons entendu l'eau qui venait par le gros tuyau de 400, nous nous sommes précipités tous pour ouvrir les purges; cela a passé sans incident, mais aussitôt on nous a téléphoné de la chaufferie : « Il n'y a plus d'eau dans la chaudière 2. »

M. de MAUPEOU donne lecture de son Mémoire.

M. LE PRÉSIDENT. — Quelqu'un a-t-il des observations à présenter sur le Mémoire de M. de Maupeou?

M. DE MAUPEOU. — J'ai cherché à étudier la question du béliet hydraulique; je crois que j'ai amorcé le problème au point de vue ingénieur.

M. LE PRÉSIDENT. — Il est important d'empêcher qu'on applique la théorie d'une façon inconsidérée.

M. DE MAUPEOU. — A l'École Polytechnique, à l'heure actuelle, il y a deux professeurs, dont un ingénieur des Mines dans les idées duquel je suis tout à fait. Mais à côté il y a M. Painlevé qui est de l'école d'Appell, et toute cette école fait une mécanique déplorable. Ce serait très bien si ces savants disaient : « Notre mécanique est une mécanique théorique. » Mais ils la donnent un peu comme bonne à tout ! Ainsi, pour la théorie du choc, Appell fait des théorèmes sur les percussions qui sont aussi faux que les autres; c'est plus déguisé que les autres, mais c'est tout de même basé sur ce fait qu'il y a un moment où les deux corps ont la même vitesse; or, jamais les deux corps n'ont la même vitesse, à moins d'être identiques.

Il y a une tendance très forte à l'heure actuelle à ne pas vouloir prononcer le mot de *force*. La force, c'est le produit de la masse par l'accélération; dans le cas de solides élastiques, ce n'est pas vrai, il y a deux termes de la véritable expression de la force, et, dans le cas du choc, l'un des termes disparaît.

Je comprendrais qu'on dise : il y a la géométrie du point, de la ligne et la géométrie à trois dimensions; quant à la géométrie à quatre dimensions, c'est de l'analytique. Avec l'analytique on peut employer autant de dimensions qu'on veut; mais pour nous, ingénieurs, ces théories ne signifient rien.

Après la géométrie à trois dimensions, il y a la cinématique, mais ce n'est pas de la géométrie avec quatre dimensions, car le temps n'est pas une dimension. La cinématique est, si l'on veut, une science exacte comme la géométrie. Si vous voulez dire que vous introduisez uniquement l'idée de masse, cela ne correspond pas du tout; cela peut donner des indications aux ingénieurs, mais cela ne correspond pas aux données de la nature.

Delaunay, mon professeur, après avoir fait deux années de mécanique, nous disait : « Méfiez-vous, parce que nous avons fait des hypothèses. » La nouvelle mécanique, où l'on ne veut plus parler de la force, et où on la considère comme un produit, est une cinématique où l'on introduit la masse en plus; mais, dans toutes les affaires d'ingénieur, la force est une réalité; il faut suivre la force dans l'intérieur des corps et la manière dont elle travaille; alors on tombe dans une mécanique plus générale, dont font partie la statique et la résistance des matériaux.

M. LE PRÉSIDENT. — Il nous reste à remercier M. de Maupeou de sa communication.

La séance est levée à 11 h 20^m.

L'après-midi du 7 mai a été consacrée à la visite des ateliers de la Société d'Électromécanique au Bourget. Une cinquantaine de membres de l'Association technique maritime assistaient à cette visite.

Le mercredi 6, le banquet annuel a réuni au restaurant Marguery : MM. d'Agoult, Bernheim, Bertin, Burlamaqui, Cloarec, Demongeot, Ferrand, Genest, Glandaz, Grille, Grosious, Hart, Hauser, de Maupeou, Normand, Saint-Paul, Pellechia, Rateau, Riddsdale, Widmann.

Par application de l'article 15 des statuts, une Assemblée extraordinaire avait été convoquée à la date du 6 mai, à l'effet de modifier les statuts.

Le quorum n'ayant pas été atteint, une nouvelle Assemblée extraordinaire a été convoquée le 5 juin.

Compte rendu de l'Assemblée extraordinaire du 5 juin 1908.

M. BERTIN, Président, donne la parole au Secrétaire général, qui met à nouveau sous les yeux de l'Assemblée le texte de la circulaire du 20 avril :

« Ainsi que le Rapport du Conseil vous l'a signalé à maintes reprises, nous constatons que les jeunes ingénieurs se décident difficilement à faire partie de notre Association. Nous avons lieu de croire que la cotisation de 30^{fr} est trop élevée; elle est, il est vrai, inférieure à celle des Sociétés analogues anglaises, américaines et allemandes; mais les traitements des ingénieurs, et surtout des ingénieurs du Génie maritime qui devraient former l'appoint principal dans notre recrutement, sont, vous ne l'ignorez pas, très inférieurs à ceux de leurs collègues étrangers.

» Nous avons donc examiné s'il ne conviendrait pas, à l'imitation de ce qui se fait dans l'*Institution des Navals Architects*, et dans la *Society of Navals Architects and Marine Engineers*, de créer une classe de membres stagiaires qui payeraient pendant quelques années une cotisation réduite à 10^{fr}. Ces membres auraient d'ailleurs à peu près les mêmes droits que les membres titulaires. A l'âge de 30 ans ils deviendraient d'office membres titulaires.

» La création de ces membres stagiaires entraîne une modification des statuts.

» Nous vous proposons les textes modificatifs suivants, où le texte nouveau a été imprimé en italique :

» ART. 2. — L'Association se compose de *membres stagiaires*, de membres titulaires, de membres donateurs, de membres bienfaiteurs et de membres d'honneur.

» Pour être membre *stagiaire* ou titulaire, il faut :

» 1^o Être présenté par deux membres de l'Association et agréé par le Conseil d'Administration;

» 2^o Payer une cotisation annuelle dont le minimum est de 10^{fr} *pour les membres stagiaires* et de 30^{fr} pour les membres titulaires.

» La cotisation peut être rachetée en versant une somme de 400^{fr}.

» *Au moment de leur admission, les membres stagiaires doivent être âgés de moins de 30 ans.*

» *Tout membre stagiaire qui atteint l'âge de 30 ans devient obligatoirement membre titulaire.*

» Pour être membre donateur, etc..... (texte ancien).

» ART. 7. — L'Assemblée générale des membres *stagiaires* et titulaires, donateurs, etc. (texte ancien). »

Après un échange de vues, le PRÉSIDENT met aux voix le texte nouveau, qui est adopté à l'unanimité des membres présents.

Il est entendu que les membres stagiaires recevront le *Bulletin* au même titre que les membres titulaires.



OBSERVATIONS

AU SUJET DES

ESSAIS DU « DREADNOUGHT »,

PAR M. BROSSER,
Ingénieur en chef de la Marine.

On a encore présents à la mémoire les résultats retentissants des essais du premier cuirassé à turbines *Dreadnought*, qui, avec une puissance de 25000 chevaux effectifs et une dépense de charbon de 17000^{kg} à l'heure (0^{kg},675 par cheval), a réalisé facilement 21ⁿ,25 sous un déplacement de 18000 tonnes.

Ces chiffres, qui sont une réclame énorme en faveur du développement des turbines marines, confirment pleinement l'opinion qu'on pouvait avoir sur les avantages de ces machines appliquées aux navires de guerre, à savoir leur adaptation aux plus grandes puissances et leur économie exceptionnelle à ces allures. Il est seulement fâcheux que cette même économie ne se conserve pas aux faibles puissances. Le *Dreadnought* à 13 nœuds, avec les turbines spéciales de croisière en fonction, a dépensé 1^{kg},163 par cheval, soit la moitié en plus de ce que consomment les machines alternatives dont c'est la remarquable propriété d'avoir justement leur régime économique (550^g à 650^g) aux allures réduites les plus souvent employées en service. Encore la vitesse de 13 nœuds du *Dreadnought* n'est-elle pas la vitesse d'escadre de nos modernes cuirassés qui naviguent le plus souvent entre 10 et 12 nœuds; à cette allure quelle serait la consommation avec des turbines? A défaut de résultats connus sur le *Dreadnought*, nous avons en France les essais des premiers torpilleurs à turbines 243, 293, 294 : leurs dépenses de charbon à demi-vitesse se sont élevées à deux et trois fois celles des torpilleurs similaires à machines alternatives. Ce n'est pas là, on en conviendra, un résultat satisfaisant; et si la Marine a toujours exigé, jusqu'à présent, des construc-

teurs d'appareils marins des consommations aussi réduites que possible (600^g—550^g et même 500^g) aux allures ordinaires de route, c'est qu'apparemment elle a de bonnes raisons pour cela. En effet, le temps de guerre n'est pas toute la vie d'un bateau, et, si en temps de paix les dépenses en combustible doivent doubler, les approvisionnements ne suffiront plus, ou les rayons d'action diminueront.

On ne saurait donc admettre que les turbines fassent exception à la règle en ne remplissant pas le même programme exactement que les machines à pistons en ce qui concerne la consommation à puissance réduite. Il est vrai que, si à cet égard l'économie de la turbine laisse théoriquement à désirer, pratiquement la différence avec la machine alternative, dont les pistons ne restent pas forcément étanches, n'est pas aussi grande que le révèlent les essais officiels de recette qui sont toujours effectués avec des appareils neufs en parfait état d'ajustage. Et c'est ce qu'il ne faut pas perdre de vue lorsqu'on compare les deux genres de machines : les turbines, en raison même de leur constitution mécanique qui ne comporte pas d'organes frottants intérieurs, conservent en service courant leurs consommations d'essais ; au contraire, les machines à pistons dépassent toujours, et notablement, ces mêmes consommations. D'autre part, et pour que la comparaison soit complète, il faut tenir compte des dépenses d'huiles de graissage, comme aussi des frais de conduite et d'entretien en service, qui ne sont pas minces sur les machines ordinaires. Au total, en faisant la balance des « profits et pertes », il n'est pas prouvé que la turbine soit moins économique que la machine à piston dans les conditions normales de navigation où les appareils ont à fonctionner sur les navires de guerre. C'est ce que la pratique démontrera bientôt, grâce à l'entrée en service des nouvelles unités à turbines qui se construisent un peu partout aujourd'hui.

Les essais du *Dreadnought* suggèrent encore d'autres réflexions intéressantes en ce qui concerne les propulseurs.

Les données relatives aux hélices pour l'essai à grande vitesse sont les suivantes :

Vitesse réalisée.....	V	21 ^m ,25
Nombre des hélices.....	n	4
Nombre de tours moyen correspondant.....	N	328
Avance par tour.....	a	1 ^m ,98
Diamètre des hélices.....	D	2 ^m ,69
Pas constant.....	H	2 ^m ,55
Fraction de pas totale d'une hélice, ou rapport de la surface projetée des ailes au cercle circonscrit.	f	0,56
Rapports.....	}	$\frac{D}{a}$ 1,35
		$\frac{H}{D}$ 0,95

et

Valeurs de	$\tan \beta = \pi \frac{D}{a}$	4,27
	β	76°, 50'
	$\tan \alpha = \pi \frac{D}{H}$	3,30
	α	73°, 10'
	$\beta - \alpha = i$ (angle d'attaque apparent).....	3°, 40'
	$\tan \beta' = \frac{\pi D}{sa}$ (s , coefficient de sillage = 0,80).....	5,35
	β'	79°, 25'
	$\beta' - \alpha = I$ (angle d'attaque vrai).....	6°, 15'
Vitesse circonférentielle.....	$U = \pi \frac{DN}{60}$	46 ^m
Puissance totale développée, effective.....	F	25,000 ^{chx}
Déplacement du bâtiment.....	P	18,000 ^{tx}
Coefficient propulsif.....	$\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{\eta f D^2}{p^3}$	0,043
Coefficient d'utilisation.....	$M = \frac{V}{\sqrt[3]{\frac{F}{p^3}}}$	6,40

Si l'on se reporte à l'expression du rendement propulsif des hélices donné par la théorie de l'angle d'attaque (1)

$$u = \frac{\tan(\alpha - \varphi)}{\tan \beta} \quad \text{avec} \quad \tan \varphi = \frac{1}{500} \cot I,$$

on trouve que ce rendement dans le cas du *Dreadnought* a pour valeur 0,72 au lieu de 0,80 qu'il atteint normalement sur les hélices habituelles dont les proportions ne s'écartent jamais sensiblement des valeurs moyennes.

$$\frac{H}{D} = 1,20, \quad \frac{H}{a} = 1, \quad U = 30^m, \quad i = 2^\circ, \quad I = 5^\circ 50'.$$

L'examen des chiffres montrent que, malgré leurs proportions anormales, les hélices du *Dreadnought* ont encore, dans l'ensemble, un rendement satisfaisant bien qu'inférieur de 10 pour 100 à celui des propulseurs ordinaires.

C'est d'ailleurs grâce à cette dérogation aux règles classiques que l'auteur du projet, tout en ne dépassant pas la limite critique au point de vue de la cavitation ($U \leq 50^m$), a pu réaliser avec 4 hélices seulement, une par arbre, une surface propulsive efficace suffisante eu égard au grand déplacement du bateau et au nombre de tours relativement élevé du moteur.

(1) Voir notre brochure *L'hélice propulsive*, p. 22.

Cette surface efficace a pour expression dans la théorie de l'angle d'attaque $\left(\frac{D}{a}\right)^2 n f D^2 = \frac{R P^{\frac{2}{3}}}{I K}$; pour une même résistance à vaincre ou une même poussée à exercer, elle peut être réalisée, même avec de faibles diamètres et sans recourir à un nombre exagéré d'hélices, en consentant pour $\left(\frac{D}{a}\right)$ et I à des valeurs plus fortes que les normales; l'utilisation est seulement diminuée dans une plus ou moins grande proportion à apprécier. En définitive, c'est un balancement à faire entre la perte d'un côté (hélices) et le gain de l'autre (turbines) de manière que le rendement global soit encore équivalent ou même supérieur à ce qu'il est habituellement avec les moteurs alternatifs. C'est ce qu'on constate sur la plupart des bateaux à turbines et particulièrement sur le *Dreadnought* où le résultat final est en somme excellent, puisque pour une consommation totale de 17000^{kg} de charbon par heure à la puissance maximum (comparable à la même dépense sur les cuirassés type *République*, 16800^{kg}) on a réussi à faire filer 21ⁿ passés (au lieu de 19ⁿ) à un bâtiment de 18000^t (au lieu de 14000^t).

Au surplus, il n'est pas sans intérêt de rapprocher ici les résultats d'essais des quelques bâtiments à turbines, dont nous possédons les caractéristiques complètes ⁽¹⁾.

⁽¹⁾ Voir Note de M. Hart dans le *Bulletin de l'Association technique maritime*, session 1907.

NOM du bâtiment.	DÉPLA- CEMENT P.	A LA PUISSANCE MAXIMUM.			COEFFI- CIENT d'utili- sation M.	PROPULSEURS.						VALEUR des coefficients.			
		Vitesse V. n	Nombre de tours par minute N.	Puissance développée F.		Diamètre D	Pas H.	Fraction de pas totale f.	Avance a.	Angle d'attaque apparent i.	Rapport D n	Recul p.	$\left(\frac{D}{n}\right)^3 \frac{n}{p^3} \frac{V^3 n^4 D^3}{F}$	$\frac{V^3 n^4 D^3}{F}$	
Viking.	2400	23,53	T 450	10000	6,26	m	m	0,56	1,613	2,3	1,23	0,14	0,054	0,42	
			1,982			1,880	0,56	1,689	1,6	1,17	1,21	0,10			
			1,982			1,880	0,56	1,613	2,3	1,23	0,14				
Manxman...	2489	23,14	T 609	9810	6,14	1,702	1,524	0,56	1,172	3,5	1,45	0,23	0,058	0,33	
			1,880			1,702	0,56	1,340	3,3	1,40	1,43	0,21			
			1,702			1,524	0,56	1,172	3,5	1,45	0,23				
Londonderry.	2400	22,27	T 750	8620	6,13	1,524	1,372	0,56	0,916	5,1	1,66	0,33	0,056	0,29	
			1,524			1,372	0,56	1,025	3,9	1,49	1,60	0,25			
			1,524			1,372	0,56	0,916	5,1	1,66	0,33				
Ametlyst....	3050	23,63	T 484	13300	6,0	2,033	1,754	0,56	1,506	2,1	1,35	0,14	0,058	0,33	
			2,033			2,000	0,56	1,624	3,1	1,25	1,33	0,10			
			2,033			1,754	0,56	1,461	2,4	1,39	0,17				
Dreadnought.	18000	21,25	ET 322	25043	6,41	2,692	2,553	0,56	2,037	3,2	1,32	0,20	0,043	0,22	
			IT 337			2,692	2,553	0,56	1,945	3,8	1,38	1,35			0,24
			IB 333			2,692	2,553	0,56	1,918	4,0	1,40	1,35			0,23
			EB. 321			2,692	2,553	0,56	2,038	3,2	1,32	1,32			0,20

Ce Tableau montre :

1° Que pour les quatre premiers bateaux, de déplacements et vitesses tout à fait comparables, les hélices, quoique ayant des caractéristiques très différentes, satisfont cependant à la loi du « coefficient propulsif $\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{n/D^2}{P^{\frac{1}{3}}} = \text{const.}$ » indiquée par la théorie de l'angle d'attaque, tandis

que le coefficient de M. Normand $J = \frac{V^2 n f^{\frac{3}{2}} D^2}{F}$ varie dans des proportions notables ;

2° Que les hélices du *Viking* dont les éléments se rapprochent le plus des proportions normales, et qui ont les reculs ou les angles d'attaque les plus faibles, ont également la meilleure utilisation ;

3° Que les propulseurs du *Dreadnought*, caractérisés par une valeur plutôt faible du coefficient propulsif, paraissent insuffisants ; en particulier, les deux hélices intérieures, qui tournent plus vite et, partant, ont des reculs ou des angles d'attaque plus forts, sont dans de moins bonnes conditions d'utilisation que les deux hélices extérieures.

Or, si l'on se reporte aux données de l'essai à grande vitesse

		Tribord. Bâbord.		Moyennes et totaux.
Nombre de tours	Arbres intérieurs.....	337,2	333,3	335
	Arbres extérieurs.....	322,2	321,7	322
Puissance en chevaux effectifs	Arbres intérieurs... ..	7529,3	7546,5	15076
	Arbres extérieurs... ..	4859,9	5107,3	9967
				} 25043

on est frappé de la disproportion qui existe entre la puissance absorbée par les hélices intérieures et celle développée par les hélices extérieures sans que, pour cela, les nombres de tours soient notablement différents. Les hélices étant pareilles, aux 15000^{chx} des premières devrait correspondre un

nombre de tours égal à environ $322 \left(\frac{15000}{10000}\right)^{\frac{1}{3}} = 370$ et non 335 ; les hélices

intérieures sont donc beaucoup plus résistantes ; et ce fait tient sans doute, d'abord à ce qu'elles sont plus rapprochées de la carène, ensuite, et surtout, à leur position sur l'arrière des hélices extérieures. En d'autres termes, les hélices intérieures, ou *R*, qui tournent dans une eau partiellement troublée par les hélices extérieures, ou *N*, doivent, selon nous, être influencées par celles-ci de la même façon que l'hélice centrale l'est par les hélices latérales sur les navires à 3 hélices. Nous avons eu occasion de donner ici ⁽¹⁾ l'explication de ce phénomène qui se traduit, quand les hélices tournent dans le même sens (cas du *Dreadnought*), par une augmentation de l'angle moyen d'attaque des

(1) Voir *Bulletin de l'Association technique maritime*, session 1904.

filets liquides et, conséquemment, par une résistance plus grande de l'hélice R influencée. Cette circonstance défavorable l'est d'autant plus, dans le cas d'hélices rapides conduites par des turbines, qu'elle favorise la « cavitation ». C'est ainsi que, si l'on calcule pour les hélices intérieures du *Dreadnought* la poussée par unité de surface projetée des ailes, on trouve (en tablant sur un rendement $u = 0,65$ seulement) un chiffre $\left(\frac{u \cdot 75 \cdot F}{0,51 V^{\frac{1}{2}} \pi f D^2} = 1^{\text{kg}}, 07 \text{ par cm}^2 \right)$

qui dépasse la limite permise (0,900). Certainement les hélices intérieures du *Dreadnought* n'ont pas même le rendement supposé 0,65 qui est déjà médiocre, et des améliorations sensibles seraient à espérer de toute modification de ces propulseurs qui tendrait à diminuer la poussée unitaire.

Les considérations qui précèdent montrent une fois de plus combien est particulièrement difficile le problème des hélices actionnées par des turbines.



TIR DES TORPILLES SUR BUT MOBILE.

INFLUENCE DES ERREURS COMMISES

DANS

L'APPRÉCIATION DE LA VITESSE

ET DE

LA ROUTE DU BUT,

PAR M. CHAPUIS,

Ancien ingénieur de la Marine,
Ingénieur chez MM. Schneider et C^{ie}.

Généralités. — Lorsqu'on tire une torpille d'un bâtiment en marche, on constate que la torpille cesse presque instantanément d'obéir au mouvement propre du bâtiment qui l'a lancée, la résistance de l'eau éteignant très rapidement le mouvement de translation qui n'est pas entretenu mécaniquement : il n'y a donc pas de différence sensible entre le cas où la torpille est lancée d'un bâtiment au repos et celui où elle est lancée d'un bâtiment en marche. Dans tout ce qui va suivre, il ne sera donc pas nécessaire de tenir compte de la vitesse du bâtiment qui lance la torpille.

D'autre part, la torpille sous l'action de son moteur prend très rapidement sa vitesse de régime : on supposera donc que la vitesse de la torpille est constante pendant tout son parcours.

Dans ces hypothèses, on voit facilement comment doit être lancée une torpille pour atteindre un bâtiment en marche : soit A (*fig. 1*) le point à atteindre, animé d'une vitesse v dans la direction AB qui fait un angle α avec la route suivie par le bâtiment torpilleur O.

Supposons que O et A représentent les positions respectives de l'assaillant et du but à l'instant du lancement.

Pour atteindre le but mobile A, la torpille doit être lancée dans une direction OA, telle que

$$\frac{AA_1}{v} = \frac{OA_1}{V},$$

V étant la vitesse de la torpille.

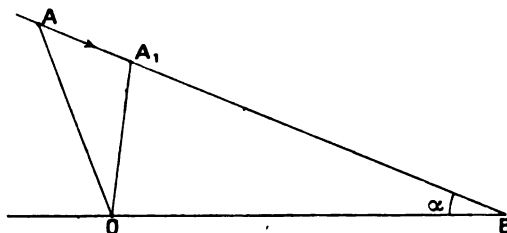
Pour déterminer la direction OA_1 , on a à sa disposition un appareil de visée qui permet de construire un triangle semblable à OAA_1 : pour construire ce triangle de visée, il faut connaître :

- 1° la vitesse de la torpille V ;
- 2° la vitesse du but v ;
- 3° la route que suit le but par rapport à l'assaillant et, par suite, l'angle

$$\alpha = \widehat{ABO}.$$

L'assaillant peut connaître avec beaucoup d'exactitude la vitesse V de la

Fig. 1.



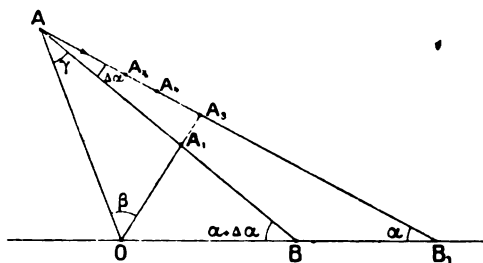
torpille qu'il lance : je supposerai, pour le moment du moins, qu'aucune erreur d'évaluation n'est commise sur cette vitesse V de la torpille.

Quant à la vitesse v du but et à la route de ce but (route caractérisée par l'angle α), l'assaillant ne peut que les apprécier : cette appréciation étant sujette à erreurs, nous allons chercher à évaluer l'influence de ces erreurs sur la valeur de l'écart au but.

Supposons que l'observateur placé en O estime à $v + \Delta v$ et $\alpha + \Delta \alpha$ la vitesse et la direction du but, alors que les valeurs exactes sont v et α .

En d'autres termes, l'observateur estime que le but se déplace avec la vitesse $v + \Delta v$ suivant la direction AB_1 (fig. 2), alors que le but est animé de

Fig. 2.



la vitesse v suivant la direction AB_1 ; le triangle de visée est construit d'après les estimations de l'observateur et la torpille est lancée dans la direction OA_1 .

En arrivant, au bout d'un certain temps T , en A_1 (intersection de la

direction de lancement avec la direction présumée du but), la torpille ne rencontre pas le point visé qui se trouve au même instant en A_2 , sur la direction AB_1 , la distance AA_2 étant égale à vT .

La torpille poursuit sa route et vient, au bout d'un temps total $T + \Delta T$, rencontrer la route *réelle* du but en A_3 , avec la condition $A_1A_3 = V \Delta T$; lorsque la torpille se trouve en A_3 , le but se trouve sur AB_1 en A_4 , A_2A_4 étant égal à $v \times \Delta T$.

L'écart au but est donc A_3A_4 . Cherchons à déterminer cet écart.

Calcul de l'écart au but dans le cas général. — Les conditions de la visée donnent

$$OA_1 = VT,$$

$$AA_1 = (v + \Delta v)T.$$

On a en outre

$$A_1A_3 = V \Delta T,$$

$$AA_4 = v(T + \Delta T).$$

Si nous appelons ε l'écart au but A_3A_4 , nous avons

$$\varepsilon = A_3A_4 = AA_3 - AA_4 = AA_3 - v(T + \Delta T).$$

Dans le triangle AOA_1 , nous avons

$$\frac{OA_1}{\sin \gamma} = \frac{AA_1}{\sin \beta} = \frac{OA}{\sin(\beta + \gamma)}$$

ou

$$(1) \quad \frac{VT}{\sin \gamma} = \frac{(v + \Delta v)T}{\sin \beta} = \frac{OA}{\sin(\beta + \gamma)}.$$

Dans le triangle AOA_3 , nous avons de même

$$(2) \quad \frac{V(T + \Delta T)}{\sin(\gamma + \Delta \alpha)} = \frac{OA}{\sin(\beta + \gamma + \Delta \alpha)}.$$

En combinant les équations (1) et (2) nous avons

$$(3) \quad v \times \Delta T = OA \left[\frac{\sin(\gamma + \Delta \alpha)}{\sin(\beta + \gamma + \Delta \alpha)} - \frac{\sin \gamma}{\sin(\beta + \gamma)} \right].$$

Cette formule (3) permet de calculer *exactement* ΔT en fonction des données particulières de chaque cas.

On aurait de même

$$(4) \quad \frac{AA_3}{\sin \beta} = \frac{OA}{\sin(\beta + \gamma + \Delta \alpha)} = \frac{V(T + \Delta T)}{\sin(\gamma + \Delta \alpha)},$$

ce qui permettrait de calculer *exactement* AA_3 . On aurait donc dans chaque cas la valeur exacte de l'écart au but pour des erreurs de *valeur quelconque* Δv et $\Delta \alpha$.

Calcul de l'écart au but dans le cas de faibles erreurs. — Supposons maintenant que Δv et $\Delta \alpha$ soient très petits, de telle sorte que l'on puisse négliger dans les calculs les valeurs Δv^2 , $\Delta \alpha^2$, $\Delta \alpha \times \Delta v$, etc. Les formules vont se simplifier notablement.

De la formule (3) on tire, toutes réductions faites,

$$(5) \quad V \times \Delta T = \frac{vT}{\sin(\beta + \gamma)} + \Delta \alpha.$$

De même la formule (4) donne après réductions

$$(6) \quad AA_3 = (v + \Delta v)T - \frac{vT \cos(\beta + \gamma)}{\sin(\beta + \gamma)} \Delta \alpha.$$

En portant ces valeurs dans la formule de l'écart au but, on obtient

$$\epsilon = T \Delta v - vT \left[\frac{\cos(\beta + \gamma)}{\sin(\beta + \gamma)} + \frac{v}{V} \frac{1}{\sin(\beta + \gamma)} \right] \Delta \alpha.$$

Dans le coefficient de $\Delta \alpha$, on peut remplacer $\frac{v}{V}$ par sa valeur approchée $\frac{v + \Delta v}{V} = \frac{\sin \beta}{\sin \gamma}$. Le coefficient entre parenthèses $\frac{\cos(\beta + \gamma)}{\sin(\beta + \gamma)} + \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} \frac{1}{\sin(\beta + \gamma)}$ peut se simplifier.

Posons

$$\frac{\sin \beta}{\sin \gamma} = m;$$

nous avons

$$\frac{\cos(\beta + \gamma)}{\sin(\beta + \gamma)} + \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} \frac{1}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \gamma} \cos \gamma - m \sin^2 \gamma + m}{m \sin \gamma \cos \gamma + \sin \gamma \sqrt{1 - m^2 \sin^2 \gamma}}.$$

ou, en simplifiant,

$$\frac{\cos \gamma}{\sin \gamma} \left[\frac{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \gamma} + m \cos \gamma}{m \cos \gamma + \sqrt{1 - m^2 \sin^2 \gamma}} \right] = \cot \gamma.$$

Finalement on a pour la valeur de l'écart au but ϵ , dans le cas de faibles erreurs,

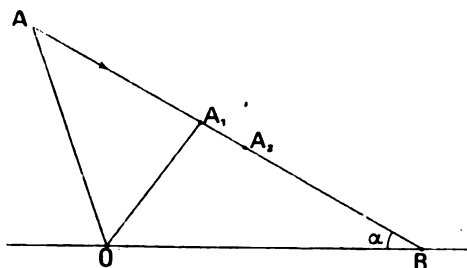
$$\epsilon = T \times \Delta v - vT \cot \gamma \Delta \alpha.$$

Autre mode de calcul dans le cas des faibles erreurs. — On peut, dans le cas des faibles erreurs, obtenir l'écart au but en se basant sur ce que les écarts dus à chacune des erreurs Δv et $\Delta \alpha$ sont indépendants l'un de l'autre; par conséquent, il suffit de calculer : 1° l'écart dû à une erreur Δv , $\Delta \alpha$ étant nul; 2° l'écart dû à une erreur $\Delta \alpha$, Δv étant nul. L'écart total sera la somme algébrique des deux écarts partiels ainsi trouvés.

Calcul de l'écart partiel correspondant à une erreur Δv sur la vitesse du

but. — Supposons que l'opérateur ne commette d'erreur que sur la vitesse du but qu'il estime à $v + \Delta v$, alors qu'elle est en réalité v . Dans ce cas,

Fig. 3.



lorsque la torpille arrivera en A_1 (fig. 3), le but se trouvera en A_2 . L'écart sera donc A_1A_2 .

Or, nous avons

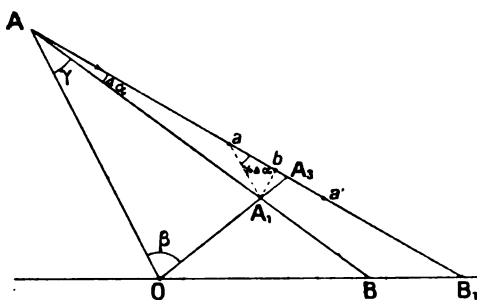
$$AA_1 = (v + \Delta v) T,$$

$$AA_2 = v \cdot T.$$

L'écart A_1A_2 sera la différence des deux longueurs AA_1 et AA_2 ; sa valeur absolue sera donc $T \cdot \Delta v$.

Calcul de l'écart partiel correspondant à une erreur $\Delta\alpha$ sur la route du but. — Dans le cas où l'opérateur ne se trompe que dans l'évaluation de la route du but, nous nous trouvons dans les conditions de la figure 4. Lorsque la torpille est en A_1 , le but se trouve sur AB_1 à une distance de A

Fig. 4.



égale à $v \times T$. Pendant le temps ΔT que la torpille met à parcourir A_1A_2 , le but se déplace d'une longueur qui est représentée (à un infiniment petit du deuxième ordre près) par aA_3 , a étant le point d'intersection de AB_1 avec la parallèle à OA menée de A_1 .

En effet, l'angle $\Delta\alpha$ étant supposé très petit, les deux triangles OAA_1 ,

$A_1 a A_3$ peuvent être regardés comme semblables; on a alors

$$\frac{aA_3}{AA_1} = \frac{A_1A_3}{OA_1} = \frac{V \times \Delta T}{VT}.$$

Comme $AA_1 = vT$, on tire de l'égalité précédente

$$aA_3 = v \cdot \Delta T.$$

Donc aA_3 représente, avec l'approximation indiquée, le chemin parcouru par le but pendant le temps ΔT .

Si l'on abaisse A_1b perpendiculaire sur AB_1 , on a très sensiblement $Ab = vT$.

Donc le point b représente le point où se trouve le but lorsque la torpille est en A_1 . Lorsque la torpille se trouve en A_3 , le but se trouverait en a' tel que $ba' = A_3a = v \cdot \Delta T$. L'écart au but serait donc

$$A_3a' = ba' - bA_3 = aA_3 - bA_3 = ab.$$

La longueur ab représente donc l'écart partiel au but : or, dans le triangle rectangle aA_1b , on a

$$ab = A_1b \cot \widehat{A_1ab}.$$

Or

$$A_1b = AA_1 \sin \Delta\alpha = \sim vT \times \Delta\alpha$$

avec l'approximation admise

$$\widehat{A_1ab} = \gamma + \Delta\alpha.$$

Donc

$$\begin{aligned} ab &= vT \times \Delta\alpha \times \cot(\gamma + \Delta\alpha) \\ &= \sim vT \times \Delta\alpha \cdot \cot \gamma. \end{aligned}$$

L'écart partiel au but a donc comme partie principale

$$vT \cot \gamma \Delta\alpha.$$

En combinant les deux écarts partiels dus respectivement à Δv et à $\Delta\alpha$, on retombe sur la formule

$$\epsilon = T \times \Delta v - vT \cot \gamma \cdot \Delta\alpha.$$

Conséquence de la formule de l'écart au but. — On tire immédiatement de la formule précédente une conséquence importante :

On ne peut jamais annuler l'écart au but provenant d'une erreur sur la vitesse du but, tandis qu'en choisissant convenablement le moment du lancement on peut éliminer l'influence d'une erreur sur la route de l'ennemi.

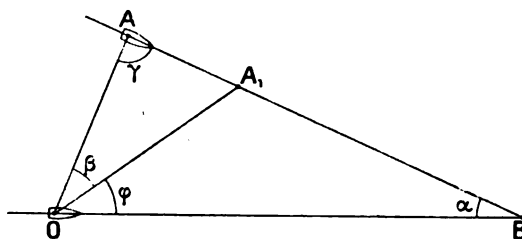
En effet, le coefficient de Δv est T , durée du parcours de la torpille (cette

durée ne s'annule que dans le cas d'une torpille portée, cas que nous éliminons). Le coefficient de l'erreur $\Delta\alpha$ sur la route du but contient le terme $\cot\gamma$ qui s'annule pour $\gamma = 90^\circ$: donc, *l'influence de l'erreur commise sur la route du but est nulle lorsque la torpille est lancée au moment précis où le but se trouve au pied de la perpendiculaire abaissée du point de lancement sur la route présumée du but.*

Si l'on ne suit pas cette règle, l'influence d'une erreur sur la route vient s'ajouter à celle d'une erreur sur la vitesse du but (les deux écarts peuvent s'ajouter ou se retrancher, suivant les sens respectifs des erreurs $\Delta\alpha$ et Δv , mais en raison de leur indépendance il serait absolument illogique de compter sur l'un des écarts pour annuler l'effet de l'autre).

Une autre conséquence de la formule, c'est que les bâtiments dont les tubes lance-torpilles ont un pointage fixe sont obligés, pour effectuer leur attaque dans les meilleures conditions possibles, de suivre une route bien déterminée dépendant de la route de l'adversaire et de sa vitesse.

Fig. 5.



En effet, si φ (fig. 5) est l'angle de pointage du tube par rapport à l'axe du bâtiment O, on a, lorsque $\gamma = 90^\circ$,

$$\beta + \varphi + \alpha = 90^\circ.$$

Comme d'autre part

$$\frac{v}{\sin \beta} = V,$$

on en déduit

$$\cos(\varphi + \alpha) = \frac{v}{V};$$

φ , v et V étant donnés, α doit avoir une valeur satisfaisant à l'équation précédente.

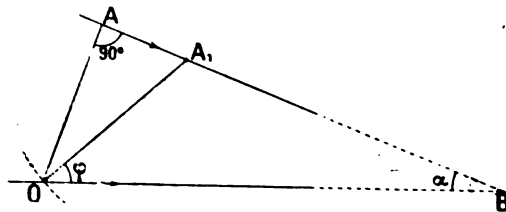
La route que doit suivre le bâtiment qui attaque est donc parfaitement déterminée si l'on veut opérer dans les meilleures conditions.

Construction graphique. — Sur une droite AB (fig. 6) représentant la direction présumée du but, menons en A une perpendiculaire AO. A partir de A portons sur AB une longueur AA₁ représentant la vitesse du but à une échelle quelconque, AA₁ = Kv. De A₁, comme centre, décrivons un arc de

cercle $A_1O = KV$. Du point O d'intersection de ce cercle et de AO, menons dans le sens convenable (sur la droite si l'on attaque par un tube de bâbord, sur la gauche si l'on attaque par un tube de tribord) une droite OB faisant avec OA_1 l'angle φ de pointage du tube; la route du bâtiment qui attaque doit être OB (dans le cas d'un tube d'étrave, la route devrait être OA_1).

Dans le cas où le tube a un pointage fixe, φ est connu à l'avance et l'on

Fig. 6.



peut dresser un Tableau donnant pour différentes valeurs de v et V les valeurs correspondantes de α calculées par la formule $\cos(\varphi + \alpha) = \frac{v}{V}$.

Notons en passant que cette formule indique l'impossibilité d'attaquer *dans de bonnes conditions* un bâtiment plus rapide que la torpille : cette remarque n'a d'ailleurs pas une importance exagérée, le cas auquel elle correspond ne pouvant se produire, pour le moment du moins.

Dans le cas d'un tube mobile, φ peut avoir plusieurs valeurs, à chacune desquelles correspondent deux valeurs de α , v et V étant donnés.

L'équation peut en effet s'écrire

$$\cos(\varphi + \alpha) = \cos \omega_0,$$

en posant

$$\cos \omega_0 = \frac{v}{V}.$$

Par suite, on a les deux solutions α et α' par

$$\varphi + \alpha = \omega_0,$$

$$\varphi + \alpha' = \pi - \omega_0.$$

Cette formule pourrait également servir à dresser des Tableaux donnant les deux valeurs α et α' correspondant aux diverses valeurs possibles de α , v et V .

En résumé, l'emploi de la méthode de lancement destinée à éliminer l'erreur commise sur la route suivie par le but conduit l'assaillant :

- 1° Dans le cas d'un tube fixe, à suivre une route imposée;
- 2° Dans le cas d'un tube mobile, à choisir sa route suivant le pointage du tube (ou réciproquement).

Nous ne nous dissimulons pas que cette condition de route à suivre pour-

rait constituer une grande gêne pour l'assaillant; la méthode de tir indiquée serait-elle pratique? Il n'est ni de notre ressort ni de notre compétence de le dire : tout ce que nous avons voulu montrer, c'est qu'il est possible, par une méthode de tir appropriée, d'éliminer l'influence de l'erreur commise sur la direction du but; dans ces conditions, il importe tout d'abord d'examiner l'influence de l'erreur dont on ne peut corriger les effets : *l'erreur sur la vitesse du but.*

Nous verrons plus tard l'influence de l'autre erreur dans le cas où elle n'a pu être éliminée.

Influence de l'erreur commise sur la route du but. — La formule qui donne l'écart au but

$$\varepsilon = T \Delta v - v T \cot \gamma \Delta z$$

contient un premier terme $\varepsilon_1 = T \Delta v$ auquel se réduit l'écart lorsque le tir est effectué dans de bonnes conditions.

Cette formule montre tout d'abord que ce n'est pas la vitesse de la torpille qui intervient dans la valeur de l'écart, mais bien la *durée* du parcours ⁽¹⁾ : dans ces conditions, l'influence d'une augmentation donnée de la vitesse de la torpille aura d'autant moins d'importance que la torpille est plus rapide. Si la vitesse V croît d'une petite quantité ΔV , le temps mis par la torpille pour franchir une distance donnée décroîtra d'une quantité proportionnelle à $\frac{\Delta V}{V^2}$: cette diminution de la durée du parcours pour une augmentation donnée ΔV de la vitesse sera donc d'autant moins sensible que V est plus grand. A partir d'une certaine vitesse, le sacrifice que l'on fera pour rendre la torpille plus rapide ne se retrouvera que dans une très légère diminution de l'écart au but correspondant à une erreur donnée sur la vitesse du but.

Afin d'apprécier l'influence de cette erreur, nous avons dressé le Tableau suivant qui donne, pour différentes valeurs de la vitesse de la torpille et de la distance du lancement, la valeur des écarts au but résultant d'une erreur de 0^m,5 par seconde (environ 1 nœud) dans l'appréciation de la vitesse du but.

(1) Cette remarque est générale et le fait se vérifie pour toutes les valeurs, petites ou non, des erreurs commises dans l'estimation de la vitesse et de la route du but; on le voit facilement en considérant la figure 2 : l'écart au but A_3A_4 dépend de la distance OA et lui est proportionnel, les vitesses étant données; par suite cet écart A_3A_4 est proportionnel, dans tous les cas, à la durée du parcours de la torpille.

I. — TABLEAU DES ÉCARTS.

Hypothèse : $\Delta v = 0^m,5$ par seconde.

Vitesse de la torpille.	Distances de lancement.					
	400 ^m .	600 ^m .	1000 ^m .	1500 ^m .	2000 ^m .	3000 ^m .
ⁿ	^m	^m	^m	^m	^m	^m
20.....	$\varepsilon_1 = 19,5$	29	48,5	73	97,5	146
25.....	15,5	23,5	39	58,5	78	117
30.....	13,0	19,5	32,5	48,5	65	97,5
35.....	11,0	16,5	28	41,5	55,5	83,5
40.....	9,75	14,5	24,5	36,5	48,5	73
45.....	8,75	13	21,5	32,5	43	65

Les valeurs des écarts au but supérieures à 10^m ont été arrondies à $\pm 0^m,25$ près.

Les valeurs des écarts au but inférieures à 10^m ont été arrondies à $\pm 0^m,125$ près.

Le Tableau correspond, comme nous l'avons dit, à une erreur d'environ 1 nœud sur la vitesse du but : nous pensons que cette approximation peut être obtenue par un observateur exercé, mais nous ne croyons pas qu'on puisse compter sur plus de précision dans l'appréciation de la vitesse du but.

Si nous voulons nous rendre compte des effets d'une erreur sur la vitesse du but, nous devons noter que l'écart deviendra inadmissible lorsqu'il sera supérieur à la moitié de la longueur du but (le point visé étant supposé situé au milieu du bâtiment attaqué : les bâtiments de guerre actuels, contre lesquels on emploie la torpille, ayant des longueurs voisines de 100^m, la valeur maxima de l'écart admissible serait donc de 50^m.

En admettant cette valeur de 50^m, on voit que dans l'hypothèse considérée ($\Delta v = 0^m,500$ ou 1 nœud) les tirs à 1500^m sur but mobile ne pourraient être exécutés avec chance de succès qu'avec une torpille ayant une vitesse voisine de 30 nœuds; les tirs à 2000^m exigeraient une torpille filant environ 40 nœuds; quant aux tirs à 3000^m, ils ne seraient efficaces qu'avec une torpille dont la vitesse dépasserait 50 nœuds (il s'agit, bien entendu, des tirs sur but *mobile*).

Avec les torpilles actuelles, la limite supérieure de la portée ne pourrait donc pas dépasser 1500^m, en admettant que le lancement soit fait dans les meilleures conditions possibles.

Le Tableau n° I précédent montre aussi la faible influence sur l'écart au but d'une augmentation de vitesse; dans les conditions envisagées, on voit, par exemple, que, dans un tir à 1000^m, l'écart au but est réduit de 32^m,5 à 21^m,5 lorsque la vitesse de la torpille passe de 30^m à 45^m, c'est-à-dire lorsqu'on *triple* la puissance du moteur de la torpille : cette diminution n'a pas

grande importance dans le cas considéré, étant donnée la longueur habituelle des bâtiments que l'on attaque.

Sur les petits parcours, 400^m et 600^m, les gains que l'on réalise en portant la vitesse de la torpille de 30 à 45 nœuds deviennent absolument négligeables; il en résulte que pour les petits bâtiments, torpilleurs et sous-marins, qui doivent tirer sur but mobile à faible distance, une augmentation de la vitesse des torpilles actuelles ne paraît pas nécessaire.

Le tir sur but mobile devenant illusoire à partir de 1500^m, la question de la vitesse de la torpille perd une partie de son importance pour les grands parcours; aux fortes distances, l'emploi de la torpille ne deviendra logique que dans le cas d'un tir sur but fixe ou dans le cas d'un tir sur un groupe de bâtiments; dans le premier cas, l'écart au but ne provient que des erreurs de pointage; dans le deuxième cas, on ne cherche pas à atteindre un bâtiment déterminé, mais un groupe de bâtiments formant un but de très grande longueur ayant des *pleins* et des *vides*: la réussite dans ce cas spécial est plutôt une affaire de chance qu'une affaire d'habileté, et la probabilité d'une atteinte peut être représentée par le rapport de la somme des longueurs des *pleins* à la longueur totale (pleins et vides) du but.

Notons en passant que dans les tirs sur but fixe à grande distance les erreurs de pointage doivent être éliminées le plus possible. L'erreur maximale admissible dans un tir à 3000^m sur un bâtiment de 100^m de longueur est de $\frac{50}{3000}$, en arc, ou 57'; il est à craindre que les moyens de pointage actuels ne soient pas suffisamment exacts, et, si les tirs à grande distance sur but fixe devaient entrer dans la pratique, il y aurait lieu de prévoir des moyens appropriés, par exemple, pour les tubes orientables, une lunette de pointage fixée au tube). Il va sans dire que, *a fortiori*, des précautions de cet ordre seraient nécessaires pour un tir sur but mobile à grande distance.

Influence de l'erreur commise sur la route du but. — Le deuxième terme de la formule donnant l'écart au but est, au signe près,

$$\epsilon_2 = vT \cot \gamma \times \Delta \alpha.$$

Toutes conditions étant égales d'ailleurs, ϵ_2 est d'autant plus grand que $\cot \gamma$ est plus grand, et, comme on pouvait s'y attendre, ϵ_2 croîtrait au delà de toute limite pour $\gamma \rightarrow 0$ (but à l'infini).

Dans les mêmes conditions, l'écart au but serait représenté par

0,177	si	$\beta = 80^\circ$,
0,364	si	$\beta = 70^\circ$,
0,578	si	$\beta = 60^\circ$,
0,839	si	$\beta = 50^\circ$,
1,192	si	$\beta = 40^\circ$,
1,733	si	$\beta = 30^\circ$,
2,750	si	$\beta = 20^\circ$,
5,681	si	$\beta = 10^\circ$.

On voit donc qu'il y a un intérêt énorme à se rapprocher de la condition $\gamma = 90^\circ$; en particulier, l'écart au but correspondant à $\gamma = 30^\circ$ est, pour une même erreur d'appréciation de la route du but, environ 10 fois plus grand que celui correspondant à $\gamma = 80^\circ$.

En présence de ces chiffres, nous admettrons que toutes les précautions seront prises pour que γ soit le plus voisin possible de 90° et nous prendrons comme minimum de γ la valeur de 70° (il est presque inutile de faire remarquer que les écarts sont les mêmes, au signe près, pour $\gamma = \gamma_0$ et $\gamma = \pi - \gamma_0$).

Remarquons que plus la vitesse du but est grande, plus l'écart au but est grand. Nous admettrons dans le calcul suivant que la vitesse maxima du but est de 20 nœuds.

La vitesse de la torpille n'intervient pas directement; la formule donnant ε_2 met en évidence ce fait absolument général que c'est la *durée* du parcours qui a de l'importance au point de vue de l'écart au but : nous pourrions à ce sujet refaire les mêmes observations que plus haut au sujet du peu d'influence d'une augmentation de la vitesse de la torpille au delà d'une certaine valeur.

Nous avons dressé un second Tableau donnant dans les mêmes circonstances que précédemment l'écart au but résultant d'une erreur $\Delta\alpha$ sur la route du but; nous avons supposé que cette route était appréciée à un demi-quart près, soit environ 6° (en partie du rayon, $\Delta\alpha = 0,1$).

Les conditions d'établissement du Tableau sont donc les suivantes :

$$\begin{aligned} \nu &= 20'', \\ \gamma &= 70^\circ, \\ \Delta\alpha &= 0,1. \end{aligned}$$

II. — TABLEAU DES ÉCARTS.

$$\text{Hypothèses} \left\{ \begin{array}{l} \nu = 20'', \\ \gamma = 70^\circ, \\ \Delta\alpha = 0,1 \end{array} \right. \quad (\text{environ un demi-quart}).$$

Vitesse de la torpille.	Distances de lancement.					
	400 ^m .	600 ^m .	1000 ^m .	1500 ^m .	2000 ^m .	3000 ^m .
20.....	$\varepsilon_2 = 14,5^m$	22 ^m	36,5 ^m	54,5 ^m	73 ^m	109 ^m
25.....	11,5	17,5	29	43,5	58	87,5
30.....	9,75	14,5	24,5	36,5	48,5	73
35.....	8,25	12,5	21	31	41,5	62,5
40.....	7,25	11	18	27,5	36,5	54,5
45.....	6,5	9,75	16	24,5	32,5	48,5

Observation. — Le Tableau correspond à une erreur d'appréciation d'environ 6° , comme nous l'avons dit : on peut voir que, dans les conditions où

nous nous sommes placé, cette erreur est du même ordre que l'erreur que nous avons supposée sur la vitesse.

En effet, l'erreur absolue est

$$\varepsilon = T \Delta v - v T \cot \gamma \Delta \alpha.$$

L'erreur relative est donc

$$\frac{\varepsilon}{vT} = \frac{\Delta v}{v} - \cot \gamma \Delta \alpha.$$

Dans nos hypothèses, $\frac{\Delta v}{v} = \frac{1}{20} = 0,05$; $\cot \gamma \Delta \alpha \doteq 0,364 \times 0,1 = 0,0364$.

Les deux termes de l'erreur relative $\frac{\Delta v}{v}$ et $\cot \gamma \Delta \alpha$ sont donc du même ordre.

Le Tableau n° II ci-dessous pourrait donner lieu à des conclusions analogues à celles que nous avons tirées du Tableau n° I, au sujet des distances admissibles pour le tir sur but mobile avec les torpilles actuelles.

Pendant que nous examinons l'influence d'une erreur sur la route du but, nous devons insister sur ce fait que cette influence croît de plus en plus à mesure qu'on s'écarte du tir à visée normale ($\gamma = 90^\circ$); en effet, $\cot \gamma$ varie de 0 à l'infini lorsque γ varie de 90° à 0° . *Il y a donc, nous le répétons, un intérêt énorme à effectuer le tir aussi près que possible des conditions normales; en s'écartant de ce principe, on donne aux erreurs commises sur la route du but une importance de plus en plus grande.*

Un exemple le démontrera : dans les conditions énoncées plus haut, une erreur d'un demi-quart sur la route du but donne un écart au but à 400^m de 4^m,75, la torpille filant 45 nœuds et β étant égal à 70° . Si γ est égal à 10° , toutes conditions égales d'ailleurs, l'écart au but, pour une même erreur sur la route du but, atteindrait 74^m à 400^m. L'importance de la valeur de l'angle γ est donc ainsi mise en évidence; c'est pour cette raison que l'emploi de tubes à pointage fixe peut donner de sérieux mécomptes : nous avons vu que le pointage fixe impose à l'assaillant une route fixe pour qu'il puisse effectuer son attaque dans de bonnes conditions; s'il ne peut suivre cette route, il se trouve dans des conditions de plus en plus défavorables à mesure qu'il s'écarte de la route imposée par les conditions de visée normale.

Influence de deux erreurs simultanées : 1° sur la vitesse du but; 2° sur la route du but. — La formule générale de l'écart au but est

$$\varepsilon = T \Delta v - v T \cot \gamma \Delta \alpha$$

dans le cas d'erreurs de faible valeur.

Les erreurs s'ajoutent donc algébriquement.

Toutefois, si l'on veut évaluer l'approximation sur laquelle on peut compter, il faut, comme il est de règle dans la théorie des erreurs, considérer l'erreur totale comme *la somme arith-* des valeurs absolues des deux erreurs

séparées : on ne peut en effet faire d'hypothèse sur le sens des erreurs commises, erreurs qui sont indépendantes l'une de l'autre.

En reprenant les deux Tableaux précédents, on peut dresser un Tableau récapitulatif correspondant aux hypothèses suivantes :

Vitesse du but : 20 nœuds.

Erreur commise dans l'appréciation de la vitesse du but : $\Delta v = 0^m,5$ par seconde (environ 1 nœud).

Erreur commise dans l'appréciation de la route du but : $\Delta \alpha = 0,1$ (environ un demi-quart).

Angle $\gamma = 70^\circ$.

III. — TABLEAU DES ÉCARTS TOTAUX.

$$\text{Hypothèses} \left\{ \begin{array}{l} \Delta v = 0^m,5 \text{ par seconde,} \\ \Delta \alpha = 0,1 \quad (\text{en parties du rayon}), \\ v = 20^n, \\ \gamma = 70^n. \end{array} \right.$$

Vitesse de la torpille.	Distances de lancement.					
	400 ^m .	600 ^m .	1000 ^m .	1500 ^m .	2000 ^m .	3000 ^m .
20.....	$\epsilon = 31^m$	51 ^m	85 ^m	127,5 ^m	170,5 ^m	255 ^m
25.....	27	41	68	102	136	204,5
30.....	22,75	34	57	85	113,5	170,5
35.....	19,25	29	49	72,5	97	146
40.....	17	25,5	42,5	64	85	127,5
45.....	15,25	22,75	37,5	57	75,5	113,5

Approximation sur les écarts.... $\pm 0^m,5$.

L'examen de ce Tableau montre, une fois de plus, le peu d'avantage qu'on retire d'une augmentation de vitesse de la torpille pour les faibles distances de lancement; si on limite l'écart admissible à 50^m, on voit en outre qu'il ne faut pas songer à tirer sur but mobile à des distances supérieures à 1000^m avec les torpilles actuelles.

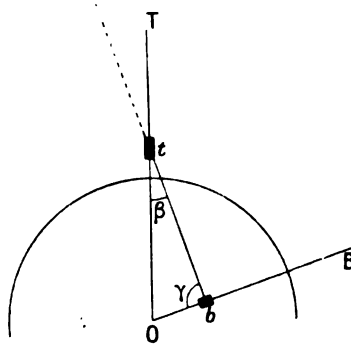
Toute cette discussion suppose, bien entendu, que les erreurs admises (1 nœud et un demi-quart) sont des erreurs que peut commettre un observateur exercé dans les conditions d'un combat : si l'on admettait des erreurs plus grandes, nos conclusions n'en seraient que renforcées. En tous cas, quelle que soit l'hypothèse faite sur les erreurs, on constaterait toujours qu'un accroissement de vitesse de la torpille (à partir d'un certain chiffre, bien entendu) n'augmente pas d'une façon sensible la précision du tir sur but mobile.

Résumé et conclusions. — De ce qui précède nous croyons pouvoir tirer les conclusions suivantes :

- 1° Importance du tir à visée normale ($\gamma = 90^\circ$) dans le tir sur but mobile;
- 2° Inconvénient des tubes à pointage fixe pour le tir sur but mobile;
- 3° Faible avantage dû à un accroissement de vitesse de la torpille;
- 4° Impossibilité de faire un tir sur but mobile à plus de 1000^m (exceptionnellement 1500^m) tant que les vitesses de torpilles ne dépasseront pas largement 45 nœuds;
- 5° Dans les tirs sur but fixe, la vitesse de la torpille a peu d'importance relativement, mais il est évidemment nécessaire d'augmenter la précision du pointage du tube lance-torpilles à mesure que la portée augmente.

Annexe n° 1. Modification aux appareils de visée. — Afin de réaliser la visée normale, on pourrait modifier les appareils de visée actuels d'une façon simple. L'appareil de visée se compose schématiquement (fig. 7) d'un demi-

Fig. 7:



cercle gradué A. Autour du centre O de ce cercle peuvent pivoter indépendamment l'une de l'autre deux alidades OB, OT; on amène OB à être parallèle à la route du but et OT à être parallèle à l'axe du tube lance-torpilles. Chacune des alidades est munie d'un curseur à viseur; le curseur b de OB est placé en b, tel que $Ob = Kv$ (K résultant de la division de l'alidade); le curseur t est placé à une distance $Ot = Kv$.

Le triangle Obt représente donc le triangle des vitesses et la torpille doit être lancée dans la direction Ot lorsque le but se trouve dans la direction bt .

Les angles $\widehat{Obt}$ et $\widehat{Ot b}$ sont respectivement égaux aux angles que nous avons appelés β et γ. La condition de visée normale est $\gamma = 90^\circ$. Pour la réaliser, il suffirait de matérialiser bt en munissant le curseur b d'une tige orientée normalement à l'alidade OB.

La manœuvre de l'appareil ainsi modifiée deviendrait la suivante :

- 1° On placerait le curseur à tige b au point b représentant la vitesse du but;
- 2° On orienterait OB parallèlement à la route du but;
- 3° On placerait le curseur t au point t représentant la vitesse de la torpille;

4° On orienterait l'alidade OT jusqu'à ce que le curseur t se trouve sur la tige portée par le curseur b (tige normale à bt). La direction ainsi obtenue serait celle dans laquelle le tube lance-torpilles devrait être pointé.

Il n'y aurait plus qu'à faire feu au moment où le but se trouverait dans le prolongement de la ligne de visée bt . Les erreurs sur la route du but n'auraient plus d'influence (ou, plus exactement, n'auraient qu'une importance de second ordre).

Annexe n° 2. Influence d'une erreur dans l'estimation de la vitesse de la torpille. — Dans tout ce qui précède, nous avons supposé qu'on ne commettrait aucune erreur sur la vitesse de la torpille. En réalité, on peut également se tromper dans l'évaluation de cette vitesse, soit par suite d'une erreur de réglage du régulateur de pression du moteur, soit par suite du fonctionnement défectueux, soit en raison des courants, etc.

En fait, une telle erreur sera toujours très faible : il est intéressant toutefois d'apprécier son influence.

Si ΔV représente cette erreur, un raisonnement analogue à ceux que nous avons faits plus haut montre que l'écart au but dû à ΔV est représenté $vT \frac{\Delta V}{V}$; ce terme devrait être ajouté aux deux termes en Δv et $\Delta \alpha$ de la formule de l'écart.

Cet écart $\varepsilon_4 = vT \frac{\Delta V}{V}$ contient également le facteur T : nous retrouvons là l'importance de la durée du parcours.

Si nous admettons que l'erreur relative $\frac{\Delta V}{V}$ sur la vitesse de la torpille est constante et correspond à $\frac{1}{4}$ de nœud pour 40 nœuds, les écarts correspondant à cette erreur (pour $v = 20^5$) seraient respectivement le $\frac{1}{4}$ de ceux inscrits au Tableau n° I (correspondant à $\frac{\Delta v}{v} = \frac{1}{20}$). De cette proportionnalité il résulte que tout ce que nous avons dit précédemment s'appliquerait encore, au cas d'une erreur sur la vitesse de la torpille, dans l'hypothèse considérée.

Si l'on supposait que ΔV a une valeur non pas proportionnelle à V , mais indépendante de V , on verrait que cette hypothèse conduirait à des écarts d'autant plus faibles que V est plus grand : la vitesse de la torpille aurait, dans ce cas, une grande importance. Toutefois, dans l'écart total, le terme correspondant à ΔV ne doit jamais être prépondérant, car la connaissance que l'assaillant a des qualités de sa torpille lui permet de réduire à très peu de chose l'erreur qu'il commet dans l'évaluation de la torpille qu'il lance.

En tous cas, pour une vitesse donnée de la torpille, l'écart au but résultant de ΔV est proportionnel à la durée du parcours, c'est-à-dire à la distance de lancement; cette observation tend, comme les précédentes, à limiter la distance à laquelle on peut lancer une torpille avec chance de succès.



LA

DURÉE DES CONSTRUCTIONS NAVALES EN FRANCE,

PAR M. C. FERRAND,
Ingénieur en chef de la Marine.

Il n'y a aucune exagération à dire qu'aucune question d'architecture navale ne présente un aussi grand intérêt que celle de la durée de la construction d'un grand bâtiment de combat. Avec la rapidité chaque jour croissante des transformations du matériel naval, un bâtiment est démodé en quelques années : s'il faut 6 ans pour le construire, il entre en service déjà tout à fait suranné, tandis que, s'il est exécuté en 2 ans, l'idée qui lui a donné naissance n'a pas eu le temps d'être remplacée par l'idée nouvelle. En même temps les dépenses d'un programme naval produisent un résultat d'autant plus immédiat que la construction est plus rapide.

Si l'on met en présence la France, construisant en 5 ans, l'Allemagne construisant en 3 ans et l'Angleterre en 2 ans, on reconnaît qu'à dépenses supposées égales de 100 millions par an et de 50 millions par bâtiment, une dépense totale de 500 millions permet à l'Angleterre de mettre en ligne quatre bâtiments au bout de 2 ans et six au bout de 3 ans, tandis que l'Allemagne ne sort ses premières constructions, au nombre de six, que la troisième année, et que la France doit attendre 5 ans pour armer à la fois ses dix navires. Quelle infériorité militaire si la guerre éclate avant les 5 ans !

Il n'est pas besoin de développer davantage la fâcheuse situation où nous met au point de vue militaire la durée excessive de nos constructions navales : nos concurrents étrangers, qui sont de plus en plus nombreux, font valoir auprès des Amirautes l'avantage précieux qu'ils assurent en construisant vite et prétextent de la lenteur des constructions de la marine militaire française pour attribuer aux chantiers de l'industrie privée l'incapacité de construire vite. Cet argument, dans maintes circonstances, a suffi pour écarter de notre industrie la clientèle étrangère.

Il est bien entendu que nous ne parlons ici que de la durée de la construction des bâtiments construits pour la Marine militaire, et en particulier dans nos arsenaux. C'est cette durée qui est excessive. Nos chantiers privés, lorsqu'ils sont abandonnés à eux-mêmes, construisent aussi vite qu'en Allemagne, c'est-à-dire en 3 ans, ainsi qu'ils en ont maintes fois fait la preuve. Mais, quand ils travaillent pour la Marine, ils sont assujettis aux exigences

des bureaux. et ils sont, par ce fait seul, condamnés à la construction lente. On s'en rendra compte par la suite de cette étude.

Il convient tout d'abord de préciser les durées de construction en France et à l'étranger, et d'établir des comparaisons exactes : les apparences sont, en effet, bien plus défavorables que la réalité. On a semblé prendre plaisir, en France, à compter la durée d'une construction de façon à l'allonger, par des moyens artificiels, tandis qu'à l'étranger, on s'efforce de la raccourcir.

En France, la durée de la construction s'entend depuis l'ordre de la mise en chantier jusqu'à l'entrée en service effective; en Angleterre et en Allemagne, on la compte au contraire entre la mise en chantier effective et l'achèvement, c'est-à-dire le début des essais. Or, pour des motifs que nous développerons plus loin, un intervalle très long s'écoule entre l'ordre de mise en chantier et la mise en chantier effective. Un délai non moins considérable est employé par les essais. D'où il résulte que la façon de compter peut doubler la durée d'une construction neuve.

Le Tableau suivant donne à cet égard des indications de fait :

	Ordre de mise en chantier.	Mise en chantier effective.	Intervalle entre les deux dates.
<i>République</i>	28 juin 1901	2 décembre 1901	5 mois
<i>Démocratie</i>	5 avril 1902	1 ^{er} mars 1903	13 mois
<i>J.-Michelet</i>	5 avril 1902	1 ^{er} juin 1904	26 mois
<i>Waldeck-Rousseau</i> ..	31 juillet 1905	16 juin 1906	11 mois
<i>Dauton</i>	8 mai 1906	avril 1908	23 mois

Même constatation en ce qui concerne la durée des essais :

	Date du début des essais préliminaires.	Entrée en service effective.	Délai.
<i>Charlemagne</i>	2 avril 1898	6 sept. 1899	17 mois
<i>Suffren</i>	30 août 1902	5 février 1904	18 mois
<i>Gambetta</i>	22 février 1904	21 juillet 1905	17 mois
<i>République</i>	10 juillet 1906	1 ^{er} janvier 1907	5 mois

Ces quelques indications montrent que si l'on dit que nous construisons en 5 ans, tandis que l'Angleterre a construit en 1 an le *Dreadnought*, on joue littéralement sur les mots. Le *Dreadnought* a été mis en chantier en janvier 1906 et terminé en janvier 1907, mais sa mise en chantier était ordonnée avant le milieu de 1905 et ses essais ont occupé plus de la moitié de l'année 1907. En comptant la durée de sa construction à la manière française, c'est donc plus de 24 mois qui ont été employés et non 1 an, comme on l'a dit. Ce résultat est d'ailleurs assez remarquable par lui-même pour qu'il soit superflu de l'exagérer.

On peut dire qu'en général, la France construit un cuirassé en 5 ans, l'Allemagne en 3, et l'Angleterre en 2.

Ces chiffres, quoique moins fâcheux que ceux dont on use généralement, constatent notre infériorité au sujet de la durée de nos constructions. Il est donc du plus haut intérêt de préciser les causes de notre lenteur et d'en chercher les remèdes possibles.

La question financière domine tout le débat. Il suffit, pour s'en rendre compte, de consulter les budgets de la Marine depuis plusieurs années.

Ouvrons tout d'abord le budget de 1908 : la répartition des dépenses, année par année, pour la construction du nouveau programme, est la suivante :

	1906.	1907.	1908.	1909.	1910.	1911.
<i>Danton</i> (construct.	fr	fr	fr	fr	fr	fr
de l'État).....	1 665 308	5 240 067	8 921 600	13 151 474	13 485 000	5 866 000
<i>Voltaire</i> (construct.						
de l'industrie)...	306 334	4 582 579	6 788 000	12 019 757	15 608 000	12 491 000

Si la Marine française parvenait à construire en 3 ans des bâtiments dont l'ordre de mise en chantier est du 8 mai 1906, il serait indispensable de les payer sur les seuls exercices 1906, 1907, 1908 et 1909 : en répartissant la dépense entre ces quatre années au lieu des six années prévues, on serait conduit à augmenter le budget de la Marine de 24 millions en 1906, de 50 millions en 1907, et de 45 millions en 1908. Ne pouvant escompter cette augmentation, l'administration de la Marine doit attendre jusqu'en 1909 et 1910 pour attribuer aux constructions des annuités permettant un travail réellement actif; et comme, d'autre part, les règles de la comptabilité publique exigent que tout travail fait soit payé sur l'exercice pendant lequel il a été exécuté, il est nécessaire de ne travailler activement aux bâtiments commandés en 1906 que pendant les années 1909 et 1910, c'est-à-dire à une date où les navires devraient déjà être en service.

Il ne faut pas se dissimuler que c'est dans cette incapacité financière que réside tout le mal : si les chantiers construisaient plus vite, il faudrait les arrêter. En fait, à plusieurs reprises, les bureaux de la rue Royale, voyant venir la faillite prochaine et l'impossibilité de tenir leurs engagements, ont dû intervenir pour modérer l'activité des ports : c'est, il est vrai, de l'histoire déjà ancienne et dont il ne saurait plus être question aujourd'hui, mais il n'en est pas moins vrai que cette situation, en condamnant à la lenteur nos chantiers maritimes, a favorisé le développement de toutes les causes de retard que nous indiquerons.

Il y a cependant un remède aisé à ce mal. Ce remède, nous le trouvons dans le budget allemand, qui comprend les constructions navales dans un budget spécial extraordinaire : quand un bâtiment a été voté par le Parlement et est mis en chantier, on ne saurait refuser de voter les subsides nécessaires à son achèvement. Les crédits de constructions neuves ne devraient donc pas être soumis à la spécialité d'exercices : une fois la mise en chantier

votée, il conviendrait de considérer les crédits nécessaires comme définitivement mis à la disposition de la Marine, qui pourrait alors les employer au mieux de ses intérêts.

En examinant, année par année, les budgets des constructions neuves, on fait une très curieuse constatation.

En 1908, nous constatons que le développement du programme de constructions neuves comporte une dépense totale de 108 millions, qui s'élève en 1909 et 1910 à 118 millions.

Recherchons les prévisions des budgets précédents. En 1907, les prévisions du département s'élevaient à 109 millions, mais escomptaient une dépense de 135 millions en 1908 et de 125 millions en 1909.

Remontons plus haut encore; nous constaterons chaque année que la dépense de l'année présente oscille entre 100 et 110 millions, mais qu'on envisage pour les années suivantes des chiffres notablement plus élevés. Cela rappelle la boutique du barbier célèbre où « demain l'on raserà gratis ». Le département de la Marine établit des programmes en s'attribuant, pour les années prochaines, des ressources très supérieures à celles de l'année actuelle. Puis, quand on prépare le budget de l'année, il n'est plus question des prévisions faites depuis 2 ans; le Ministre des Finances impose de ne pas augmenter les dépenses : on se tire d'affaire en reportant les prévisions d'une année ou de deux. D'où le résultat nécessaire de reculer de plus en plus l'achèvement du programme. Rien n'est plus éloquent que le Tableau comparatif suivant, donnant les prévisions de dépense au moment de l'établissement des deux budgets de 1907 et de 1908.

		<i>Dépenses prévues :</i>						
		Pré-visions.	1906.	1907	1908.	1909.	1910.	1911.
			fr	fr	fr	fr	fr	fr
<i>Danton</i>	1907.		648 000	7 134 000	11 369 000	12 420 000	10 698 000	2 815 000
(État).	1908.		1 665 308	5 240 067	8 921 600	13 151 474	13 485 000	5 856 000
<i>Voltaire</i>	1907.		100 000	5 463 667	10 673 750	14 145 550	15 308 733	4 328 900
(Industrie).	1908.		306 334	4 582 579	6 788 000	12 019 757	15 608 000	12 491 000

On voit quel « glissement » de crédits se produit d'une année à l'autre.

A ce glissement correspond nécessairement un « glissement » dans l'activité des chantiers et un « glissement » dans la date d'achèvement.

D'où il résulte que le Parlement et la Marine sont complices d'une illusion voulue, grâce à laquelle on peut présenter un programme de construction rationnel; mais, dans l'exécution, les ressources manquent, et l'on se tire d'embarras, comme nous le voyons, en allongeant la durée des constructions.

Qui donc est coupable de cette illusion? Le Parlement est-il de bonne foi quand il invite la Marine à terminer en 4 ans l'exécution du nouveau programme?

A cette cause générale de retard et qui, en vérité, domine toutes les

autres, un vote intelligent du Parlement remédierait aisément. Ce vote ne supprimera pas les vices qui se sont introduits peu à peu dans l'organisation de nos services et qui rendraient inefficace la libéralité financière la plus large. Quittons le domaine financier et entrons dans les questions techniques et administratives.

Ce n'est pas devant des ingénieurs, s'occupant tous plus ou moins directement d'architecture navale, qu'il convient d'exposer qu'aucun travail n'exige plus que la construction navale un rigoureux esprit de méthode, un plan de campagne suivi avec une extrême précision, depuis la rédaction de l'avant-projet jusqu'à l'entrée en service. En aucun ordre de travaux le mot « administrer, c'est prévoir » ne trouve sa plus juste application.

Si l'on considère d'abord la construction du bâtiment prise en elle-même, on doit reconnaître que cette construction affecte plutôt le caractère d'un montage que d'une construction proprement dite. Il convient donc que les organes principaux, dont l'ensemble constitue le navire, c'est-à-dire l'appareil moteur, les chaudières, les tourelles, etc., soient prêts en temps utile pour que leur mise en place à bord se fasse exactement à la période de la construction de la coque où elle a été prévue, d'où nécessité de mener cette construction de la coque en tenant exactement compte de la date où parviendront à pied d'œuvre les différents organes. Dans la construction proprement dite de la coque, la même précision s'impose : il ne sert à rien que les fournitures soient faites en temps utile si l'absence des pièces de quille, de l'étrave ou de l'étrambot empêchent la mise en chantier effective.

Ce simple résumé montre la nécessité d'établir les plans, et de passer les marchés, en tenant compte d'un programme très précis du développement de la construction ; même avec un programme très précis, un retard dans une fourniture détruit toutes les prévisions et a les plus graves conséquences sur la durée totale de la construction.

Pour atteindre ce résultat, il convient donc que, tout d'abord, les plans indispensables soient établis en temps voulu et, en particulier, qu'en premier lieu, soient exécutés les plans des organes les plus longs à construire. S'il faut 20 mois pour construire une tourelle, 24 mois pour construire un appareil moteur et 12 mois pour construire une coque, il y a donc lieu de commander en premier lieu l'appareil moteur, en deuxième lieu les tourelles, en troisième lieu la coque.

Cette manière de faire, que le bon sens recommande, n'est pas celle de la Marine : celle-ci s'inspire, tout au contraire, de la méthode qui consiste à mettre la charrue avant les bœufs. On commande la coque, puis on discute longuement le type des tourelles, et on les commande à une époque où, en bonne administration, elles devraient être terminées. Même situation pour les chaudières ; le choix de celles-ci soulève, chacun le sait, de telles discussions, que les Ministres reculent la commande aussi tard que possible, dans l'espoir peut-être d'en laisser les difficultés et la responsabilité à leurs suc-

cesseurs. Le Tableau ci-dessous est plus précis que toutes les discussions :

	<i>Démocratie.</i>	<i>E.-Quinet.</i>
Date de l'ordre de mise en chantier.....	5 avril 1902	27 août 1904
Date de la mise en chantier.....	1 ^{er} mai 1903	6 nov. 1905
Date du marché des tourelles de 305 ^{mm}	4 août 1903	
» » de 191 ^{mm} . 7....	13 juill. 1904	16 juill. 1907
Date du marché des chaudières.....	16 juin 1904	3 août 1906

Pourquoi la Marine française, malgré l'expérience renouvelée à chacune de ses constructions, retombe-t-elle toujours dans les mêmes erreurs et a-t-elle adopté des méthodes si contraires à son intérêt? C'est ce que nous allons rechercher.

Tout d'abord, il faut considérer que les arsenaux, ayant un personnel fixe, doivent se préoccuper d'assurer à ce personnel un travail régulier. Il en résulte que, suivant l'avancement des constructions en cours, la nécessité s'impose, à un moment donné, de mettre en chantier un bâtiment pour employer la main-d'œuvre rendue disponible par l'achèvement des unités en construction. Il convient donc que le Ministre prenne ses mesures pour qu'à la date voulue, il ait obtenu du Parlement l'autorisation de mise en chantier, que les crédits soient ouverts et que les plans soient exécutés. Le travail parlementaire doit donc cadrer, avec un intervalle voulu, avec le travail des chantiers. On n'étonnera personne en disant que jamais cette marche rationnelle n'est suivie. La Marine s'efforce, sans doute, de présenter en temps utile ses propositions au Parlement, mais on sait quelles surprises, quelles longueurs et quelles difficultés soulève l'élaboration des lois. Chacun se rappelle encore que le programme de 1906, voté au début de cette année 1906, a été remis en question par des interpellations au moment même où les commandes allaient être lancées, et que le Ministre a cru devoir provoquer un nouveau vote du Parlement avant de signer les marchés.

Faut-il rappeler en outre que, pendant une longue série d'années, le budget a été voté au milieu même de l'exercice? Les prévisions de l'administration de la Marine sont établies au printemps précédant l'année budgétaire. Il est arrivé maintes fois que des mises en chantiers prévues pour le début de l'année ont été retardées de plus de 6 mois par le vote tardif du budget.

En même temps, les plans primitifs sont discutés, remaniés sous les influences variables du Parlement et de la Marine, et, jusqu'au dernier jour, on discute non sur des plans définitifs, mais sur des avant-projets. Finalement, un jour arrive où le Ministre lance une dépêche dite *de mise en chantier* qui, en réalité, n'a d'autre but que de clore les discussions et de permettre de se livrer aux études définitives. Ce jour-là, le bâtiment devrait être étudié dans son entier, avec tous ses organes. En fait, on n'a établi qu'un programme et qu'un avant-projet sommaire. Toutes les études sont à faire. Dater de ce jour la mise en chantier est, dans ces conditions, on en con-

viendra, une véritable plaisanterie. C'est néanmoins ce qui s'est passé, sauf rares exceptions, pour tous les bâtiments, cuirassés et croiseurs cuirassés mis en chantier depuis 10 ans.

Aussitôt lancé cet ordre de mise en chantier, l'Administration court au plus pressé.

Le plus pressé est généralement de donner du travail aux arsenaux dont les ouvriers, faute de commandes, sont sur le point de se croiser les bras; aussi, avant que les machines, les chaudières, les tourelles soient commandées, on attaque la construction de la coque. Dans quelle condition déplorable se fait cette construction, il est aisé de s'en rendre compte. Rien n'est fixé, ni les attaches des appareils, ni leurs positions, ni leurs dimensions. Il faut donc réserver des parties entières des bâtiments : tantôt on fait un montage provisoire des tôleries; tantôt on se résigne à exécuter sur place, dans les conditions les plus désastreuses de durée et de dépense, des travaux de perçage, de rivetage qui auraient dû être exécutés à l'atelier. En un mot, pour occuper le personnel ouvrier, on travaille sans ordre ni méthode, et l'on prend même son parti d'avance de construire des fractions entières du bâtiment qu'il faudra démolir plus tard.

Pendant que le travail prématuré de la coque s'organise de cette façon, la Section technique du Ministère s'occupe de rédiger les plans et devis définitifs, et de commander les appareils principaux. Mais elle se heurte à un autre ordre de difficultés.

Pour l'exécution rationnelle de la construction, il eût été indispensable que tous les plans principaux d'emménagements, que les plans des tourelles, des machines et des chaudières, que les canalisations principales, etc., et les devis se rapportant à tous ces plans aient été établis *ne varietur* avant l'ordre de mise en chantier. Pour les motifs indiqués plus haut, cette méthode rationnelle a été abandonnée et, pendant que s'exécute la coque, on travaille à l'établissement des plans. Mais encore faudrait-il pour cela que les moyens d'action dont dispose la Section technique, comme personnel d'ingénieurs et de dessinateurs, fussent tels qu'on pût rapidement terminer ces travaux. Il n'en est pas ainsi. Il y a, au contraire, une disproportion absolue entre les travaux et le personnel dessinateur qui les exécute.

Quelques chiffres le montreront. L'organisation française a été, dans son principe, faite à l'imitation de l'Amirauté anglaise; or, tandis que la Section technique française comprend 8 ingénieurs ⁽¹⁾ et 30 dessinateurs, les travaux de même ordre sont exécutés en Angleterre par 70 ingénieurs et 160 dessinateurs. D'autre part, nous avons en chantier à l'heure actuelle quatre types de navires (*Patrie*, *Danton*, *Ernest-Renan*, *Edgar-Quinet*), tandis que

(1) En réalité, la Section technique ne comprend que 5 ingénieurs; mais la Direction centrale des Constructions navales exécute une partie des charges de la Section technique anglaise; c'est pourquoi nous donnons le chiffre 8, qui constitue un chiffre comparatif.

l'Angleterre n'en a que deux (*Dreadnought, Invincible*). Enfin, constatation encore plus grave, la plupart de nos navires ont subi, après leur mise en chantier, des modifications profondes. Les quatre derniers cuirassés, type *Patrie*, ont une artillerie de 194^{mm}, au lieu de celle de 164^{mm}, 7 de la *Patrie*. L'*Ernest-Renan* a été étudié deux fois, une fois avec un armement de quatre canons de 19 et seize de 16 et une vitesse de 22 nœuds, une deuxième fois avec un armement de quatre canons de 19 et douze de 16 et une vitesse de 24 nœuds. L'*Edgar-Quinet*, mis en chantier par ordre du 27 août 1904, a vu sa construction suspendue le 24 février 1905 : de nouveaux plans ont été envoyés le 29 juillet 1905. Néanmoins, 6 mois après, le 29 janvier 1906, une nouvelle décision substitue dix canons de 194^{mm} aux seize canons de 164^{mm}, 7 prévus, et nécessite une transformation complète des emménagements.

Toutes ces études submergent littéralement le bureau de dessin de la Section technique et l'empêchent de fournir en temps utile les études de détail qui sont indispensables pour la bonne marche des travaux. Comment s'étonner si le retard dans ces études se répercute sur les chantiers, si les commandes ne sont pas faites en temps utile, si finalement les retards s'accumulent indéfiniment?

L'une des raisons d'être de la Section technique est de maintenir l'uniformité dans les constructions : c'est là encore une source nouvelle de retards. Le manque de méthode qui préside aux mises en chantier a pour effet de rendre très différent l'état d'avancement de bâtiments ordonnés le même jour; chaque chantier travaille d'après ses ressources plus ou moins vite : alors qu'à la Seyne le *Voltaire* est aujourd'hui assez avancé pour permettre son lancement en fin d'année, Brest met en chantier le *Danton* en mai 1908; la même situation se retrouve toujours. Qu'un chantier en avance sur les autres soulève une difficulté, la Section technique a une tendance bien naturelle, avant de prendre une décision, à attendre que les études soient aussi avancées dans tous les chantiers, et, par la force des choses, elle arrive ainsi à régler la vitesse de construction des chantiers actifs sur celle des chantiers les plus lents. Nul doute que si l'Amirauté française, sans changer ses procédés, chargeait une puissante maison anglaise de construire un *Danton*, la livraison en serait aussi longue que si la construction s'exécutait en France.

On se rend donc compte aisément que la Section technique est absolument dépourvue des moyens d'action qui lui permettraient de faire face à ses fonctions : par une lésinerie maladroite, par la crainte de grossir les chiffres du personnel employé à Paris, on se refuse à faire le nécessaire pour améliorer une situation sur laquelle tout le monde est d'accord.

Par quel singulier oubli de l'harmonie nécessaire entre les services qui concourent à la construction a-t-on maintenu depuis 10 ans une situation aussi fâcheuse ? Cela tient à la confusion qui règne au Ministère de la Marine entre les services d'exécution et les services de direction. Quelques mots à ce sujet ne seront pas superflus.

La raison d'être du Ministère et de l'Administration centrale est de donner l'impulsion à tous les services : le Ministère est un organe de direction ; il donne des ordres, il n'a pas à les exécuter. Il semblerait contraire au bon sens qu'un bureau du Ministère de la Justice se substituât à un tribunal pour prononcer un jugement, ou qu'un bureau du Ministère des Travaux publics exécutât le plan d'une digue. C'est cependant ce qui se passe au Ministère de la rue Royale. La Marine ayant à faire face à des besoins industriels et commerciaux a été conduite, dans le courant du siècle dernier, à suivre l'évolution générale qui centralise les affaires ; il devint évident qu'il y avait intérêt à centraliser à Paris la préparation des plans des navires, à centraliser également, à portée des sièges sociaux des grandes sociétés industrielles, la passation des marchés de grandes fournitures. Cette centralisation aurait dû être faite entre les mains d'organes indépendants de l'Administration centrale, et qui seraient restés de simples organes d'exécution. Bien au contraire, ce sont les bureaux de la rue Royale qui, à mesure que se produisait cette centralisation nécessaire, ont été chargés d'assurer ce nouveau service. Organes de direction, ils sont devenus en même temps organes d'exécution : ils donnent des ordres et, en même temps, ils les exécutent. Mais tout d'abord ils succombent sous cette double tâche pour laquelle ils n'ont pas été créés ; de plus, cette confusion entre les mêmes mains de la direction et de l'exécution a le déplorable effet de donner l'occasion de remettre, à tout instant, toutes les choses en question. A propos de la commande d'un affût, rien n'empêche de discuter à nouveau le calibre du canon ; la commande d'un projecteur soulève l'occasion de reprendre toute l'étude de la disposition générale des projecteurs. Comme le personnel de la rue Royale est essentiellement mobile et que la durée des constructions est fort longue, des affaires déjà résolues sont remises en question à tout instant ; des mois de négociations sont souvent nécessaires pour résoudre les problèmes les plus simples.

Ainsi l'insuffisance numérique du personnel concourt avec une erreur d'organisation pour empêcher la Section technique des Constructions navales de travailler vite et bien, et de fournir les plans en temps utile.

Le système administratif qui subordonne entre eux certains services aggrave encore cet effet. La Section technique ne peut travailler que si elle est saisie par la Direction centrale des Constructions navales, et elle ne peut agir qu'en passant par cette même Direction. Indiquons les paperasses nécessaires à la solution d'une question posée, par exemple par le port de Brest pour le *Danton*. Le port de Brest soumet à l'approbation le plan des appareils de mouillage ; ce plan, avec note à l'appui, est envoyé, par l'intermédiaire du Préfet maritime, au Cabinet du Ministre, qui le fait parvenir à la Direction centrale des Constructions navales ; celle-ci le soumet par note à l'avis de la Section technique, qui l'examine et la retourne à la Direction centrale des Constructions navales en donnant son adhésion par note. La

Direction centrale soumet alors le plan au visa de l'État-Major général, puis à la signature du Ministre, en même temps qu'une dépêche notifiant au port de Brest son approbation.

Ainsi, entre la Direction des Constructions navales de Brest et la Section technique, on a mis en mouvement deux fois le Préfet maritime, deux fois le Cabinet du Ministre, deux fois la Direction centrale des Constructions navales; on a rédigé cinq bordereaux d'envoi, deux notes et une **dépêche** ministérielle; l'affaire a été inscrite onze fois sur les registres de **correspondance** de la Direction de Brest, de la Préfecture maritime, de la Direction centrale des Constructions navales, de la Section technique et de l'État-Major général.

Se doute-t-on de ce qui se passe quand des difficultés se présentent, quand l'affaire concerne à la fois l'État-Major général et l'artillerie, quand des questions de marche interviennent? Doit-on s'étonner s'il est admis qu'une question posée par un port ou un chantier industriel reçoit sa réponse au bout de 3 mois quand aucune difficulté ne se présente, au bout de 6 mois, de 1 an souvent, lorsque des discussions s'ouvrent?

Traversons la Manche. Comment se règle la même question. Le Directeur de l'arsenal de Portsmouth adresse au chef constructeur le plan qu'il soumet avec une note à l'appui; le chef constructeur, sur un coin du même papier qui lui a été transmis, mentionne ses observations et son approbation, et retourne le papier au Directeur de l'arsenal de Portsmouth. Pas de notes de transmission, pas d'intervention du Préfet maritime ni du premier lord de l'Amirauté: la relation est directe et sans intrusion entre la Section technique et le chantier. C'est à la Section technique de savoir, sans surveillance et sans contrôle journalier, si l'installation qu'elle ordonne est conforme aux exigences de l'Amirauté.

Faut-il un autre exemple de l'accumulation de paperasses où s'engloutit l'intelligence de la Marine française? L'ingénieur de la Section technique chargé de dresser les plans du *Danton* a besoin de suivre les travaux sur place: une visite à Brest et une conversation de quelques heures avec les ingénieurs des chantiers permettront de résoudre une foule de questions qu'une correspondance de 6 mois laisse en suspens. Le jour où cet ingénieur croit utile d'aller à Brest, que faire? Il adresse une note à la Direction centrale des Constructions navales; celle-ci fait un rapport au Ministre pour exposer la nécessité d'une mesure aussi simple. Ce rapport est soumis au visa de l'État-Major général, des services de la santé, du contrôle, etc., et l'on discute souvent l'utilité du voyage. Si l'expédition du Maroc a absorbé les crédits du chapitre des frais de route, le bureau de la santé met son veto: l'ingénieur devra renoncer au voyage.

Il n'est à ajouter que semblables anomalies sont choses inconnues en Angleterre.

Vous ne le voyez pas davantage. Il est bon, à l'heure actuelle, sur des

pratiques auxquelles nous sommes tous habitués et qui finissent par nous paraître naturelles, pour ne pas dire indispensables. Il faut cependant constater que l'Administration de la Marine a perdu les caractères de l'esprit français, qui aime avant tout la clarté et la netteté et se garde du ridicule.

Nous venons d'exposer les difficultés en quelque sorte normales auxquelles la préparation des plans donne lieu. Mais ces difficultés sont singulièrement accrues par l'action personnelle des Ministres. Quatre Ministres se sont succédé à la Marine depuis 10 ans; le premier soin de deux d'entre eux a été de remettre en question les projets établis par leurs prédécesseurs; l'un d'eux suspendit les travaux des croiseurs type *Dupleix* et fit refaire tous les plans; le second, non seulement essaya de suspendre la construction des six cuirassés du programme de Lanessan, mais fit remanier entièrement les plans de quatre de ces cuirassés; de même, à la série des croiseurs type *Gambetta*, il substitua le *Renan* et le *Michelet*, triplant ainsi la charge des bureaux de dessin et apportant dans les chantiers le désordre le plus parfait.

Nous avons exposé le cas où la Marine, pressée par la nécessité de fournir du travail à ses arsenaux, met en chantier des bâtiments non étudiés, et nous avons montré combien cette manière de faire, par la désastreuse méthode de travail qu'elle impose, allonge la durée des constructions. Mais le cas inverse se produit souvent : pour obéir à des lois de finance, on exécute un programme, on donne des ordres de mise en chantier, alors que la main-d'œuvre est encore employée pour longtemps aux constructions en cours et qu'on ne dispose ni de personnel, ni même de crédit. Cette méthode est, au point de vue de la marche rapide et de l'économie des travaux, infiniment supérieure à la première, mais elle a l'inconvénient d'allonger sur le papier la durée de la construction. C'est ainsi que, lors de la mise en chantier du programme de 1900, on prescrivit simultanément la construction du *Gambetta* à Brest, du *Jules-Ferry* à Cherbourg, du *Victor-Hugo* à Toulon. Dans ce dernier port, la dépêche resta lettre morte : on ne disposait d'aucune main-d'œuvre et, au bout de peu de mois, on prit la sage mesure de décharger Toulon de cette construction et de l'attribuer à Lorient.

En résumé, les mises en chantier, qui devraient être ordonnées avec une précision extrême, en tenant compte des disponibilités de main-d'œuvre, sont tantôt prématurées, tantôt tardives. L'absence de méthode est complète. Mais il serait inique de faire remonter à qui que ce soit des chefs de service la responsabilité de cette erreur : ils sont les premières victimes d'une organisation désastreuse des services. Quand viendra le Ministre qui mettra sa gloire, non à innover dans l'architecture navale, mais à apporter un peu d'ordre et de méthode dans le travail de ses collaborateurs?

Nous n'insisterons pas davantage pour montrer que la cause première et la plus grave de la lenteur de nos constructions est dans l'organisation défectueuse de nos services centraux. D'autres causes de retard accessoires viennent s'y ajouter : il n'est pas inutile de les préciser.

Comme nous l'avons dit, les commandes des appareils principaux ne sont jamais faites en temps utile; notamment, les appareils d'artillerie et les canons sont toujours en retard, et la situation va s'aggravant d'année en année. Déjà, au temps lointain de Fachoda, le *Charlemagne* et le *Gaulois* avaient entièrement terminé leurs essais de machines sans avoir reçu leurs canons, et ces magnifiques unités n'étaient d'aucune utilité possible. Cette leçon si grave fut néanmoins perdue, car la *Démocratie*, qui devait recevoir ses canons de 305^{mm} en juin 1906, n'a pu embarquer ses canons R qu'en mars 1907; ses canons de 194^{mm}, 7 ont été livrés 6 mois trop tard et les essais durent être entrepris sans que les canons de 65^{mm} fussent en place. La même situation s'est présentée pour la *Justice*, la *Liberté*, la *Vérité*; elle sera encore plus grave pour l'*Edgar-Quinet* et le *Waldeck-Rousseau*, et nous avons malheureusement de sérieuses raisons de croire que les nouveaux cuirassés, type *Danton*, seront prêts avant leurs canons.

De même, la commande des appareils moteurs et évaporatoires exige trop souvent de longs délais qui laissent les constructeurs dans l'indécision: sur la *République*, pour ne citer qu'un exemple, les plans des machines ne sont approuvés que 10 mois après l'ordre de mise en chantier; l'installation des chaufferies reste en suspens 46 mois, les tourelles de 305^{mm} 25 mois, les tourelles de 164^{mm}, 7 30 mois et les dynamos 36 mois!... A l'heure où nous écrivons, les chaudières des cuirassés type *Danton* ne sont pas encore commandées: il y a 2 ans que les mises en chantier sont ordonnées. Les plans d'emménagement des turbines et les sorties d'arbres ne sont connus qu'en mai 1907. Pour les tourelles, les propositions des fournisseurs avaient été remises au début de 1907: ce n'est qu'en octobre que la commande fut faite; mais, afin de maintenir l'unité, la Marine imposa le même plan à tous les fournisseurs. Ces plans sont en cours d'exécution et le travail effectif ne pourra commencer que fin 1908: les tourelles sont cependant livrables toutes montées fin 1910.

Les retards ne s'appliquent pas seulement aux appareils: la coque elle-même subit des modifications qui arrêtent les travaux. Le *Danton* est commandé le 6 mai 1906, mais, le 29 décembre 1906, on change les formes de la coque, et ce n'est qu'en janvier 1907 que les constructeurs sont avisés de la qualité du métal qui sera employé pour le caisson pare-torpilles.

Nous avons parlé des appareils commandés par l'Administration centrale: les fournitures commandées par le port ne sont pas à l'abri de longs retards. Il y a 20 ans, à la suite de récriminations du Parlement sur l'excessive durée des constructions, le Ministre avait pris une décision libérale d'après laquelle les Préfets maritimes avaient qualité pour passer tous les marchés de constructions neuves sans en référer aux bureaux de la rue Royale. Cette sage mesure avait permis de réels progrès. Il s'est trouvé un Ministre qui décida, il y a 6 ans, que, non seulement les ports devraient soumettre tous les marchés à l'approbation du Ministre, mais qu'ils devaient tout d'abord solliciter

l'autorisation de passer le marché. Ainsi, lorsqu'un port reçoit l'ordre de construire un navire, il faut qu'il demande au Ministre la permission d'acheter des tôles!... Le successeur de M. Pelletan a, dans une certaine mesure, rapporté la décision de son prédécesseur, mais il n'est pas revenu à la mesure décentralisatrice d'il y a 20 ans. Il en résulte que le moindre achat nécessite des mois de correspondance entre les arsenaux et le Ministère, d'où nouvelle perte de temps et retard dans la construction.

Nous avons fait jusqu'ici le procès de la Marine seule : nous sommes conduit à faire maintenant le procès de l'industrie. Une des causes de retard se trouve dans la difficulté qu'ont nos chantiers à se procurer rapidement les matériaux et les appareils nécessaires.

En Angleterre, il faut 15 jours pour se procurer les tôles et profilés; en France, il faut 3 ou 4 mois; 6 à 8 mois sont nécessaires pour obtenir des pièces d'acier moulé de forme simple telles que des manchons ou des sous-selles, 12 mois pour un étambot, et encore il y a des retards sur toutes ces pièces.

Pour les blindages, même situation; quelquefois on est servi rapidement d'autres fois, on voit des usines exiger 30 mois pour livrer un blockhaus, 18 mois pour des parties fixes de tourelles, etc.

Cette lenteur de notre industrie n'est pas sans excuse; nous le montrerons tout à l'heure, mais remarquons toutefois que des progrès pourraient être faits sans conteste. C'est un défaut général de notre industrie française d'être lente et de ne pas respecter les délais de livraison. Trop d'industriels se préoccupent surtout d'obtenir une commande et, une fois la commande obtenue, se contentent de l'exécuter quand ils le peuvent. Il n'est pas douteux que, dans bien des cas, un peu de bonne volonté aurait évité des retards préjudiciables : nous avons souvenir d'une lettre, qu'on trouverait aisément dans les Archives des Constructions navales au Ministère, où un de nos plus grands établissements industriels, à la fois constructeur et métallurgiste, faisait valoir, à l'appui d'exonération de pénalité pour retard de livraison d'un torpilleur, que sa *forge* lui avait fait attendre plusieurs mois la livraison des tôles de la coque. Si, dans l'intérieur d'une même usine, le chantier de coque ne peut pas obtenir du laminoir les 40 tonnes de tôle nécessaires à la construction d'un torpilleur, comment des clients étrangers seront-ils servis? Malheureusement on doit constater que, trop souvent, les retards sont dus à un véritable laisser-aller.

Les circonstances atténuantes ne manquent pas pour les constructeurs. Combien de fois ceux-ci, prévenus que la Marine allait lancer de grosses commandes, ont-ils refusé des commandes étrangères pour réserver à la Marine toute l'activité de leurs chantiers! Mais la Marine tout à coup se dérobait; un changement de Ministère remettait tout en question; les commandes de la Marine ne venaient pas; les autres commandes étaient passées ailleurs. Il fallait renvoyer du personnel, fermer une partie des ateliers. Dans d'autres

cas, la Marine met 6 mois, 1 an à préparer ses marchés, à modifier des plans, à changer d'avis; les frais généraux courent et les commandes tardent. L'industrie, comme la Marine, a besoin d'un plan de campagne bien arrêté et bien suivi. L'absence de méthode de la Marine a donc sa répercussion immédiate sur l'industrie. Aussi celle-ci n'a-t-elle pas tort d'être timide, d'hésiter à augmenter ses moyens d'action et par conséquent de produire peu et lentement.

Il n'est pas démontré, d'ailleurs, que cette excessive timidité soit toujours une bonne opération. Si elle est normale pour des industries débutantes et dont les ressources sont limitées, n'est-elle pas exagérée pour des sociétés métallurgiques dont la situation financière est parfaitement assise, et ces sociétés ne feraient-elles pas de leur réserve un utile emploi, en les plaçant en outillages qui leur permettraient de profiter des années où les commandes sont nombreuses? Si nos bâtiments type *Danton*, commandés en 1906, étaient livrés en 3 ans, soit en 1909, nul doute que le Parlement serait plus disposé à voter dès maintenant un nouveau programme naval, et les bénéfices industriels seraient singulièrement grossis si les trois cents millions du programme 1906 alimentaient 3 ans de travail au lieu d'alimenter 6 ans.

Hâtons-nous de dire que nos industriels auraient le plus grand tort, tant que la Marine n'aura pas modifié ses errements, de faire des frais exagérés d'outillage : les tôles seraient-elles livrées en 1 mois, les blindages en 1 an, les appareils moteurs et les tourelles en 18 mois, que la construction continuerait à exiger 5 ans du fait même, à la fois, de la situation financière, des bureaux de la rue Royale, comme nous l'avons montré, et du travail des arsenaux, comme nous l'indiquerons tout à l'heure.

Les commandes de la Marine à l'industrie privée nous conduisent à dire quelques mots du service du contrôle.

Le cahier des charges de la Marine, non sans raison d'ailleurs, stipulent des conditions précises pour tous les matériaux et appareils employés dans les constructions. Il n'est pas douteux que les nécessités de ce service retardent, dans une certaine mesure, la solution des affaires : mais c'est, dans la plupart des cas, un mal nécessaire. Toutefois cela nous donne l'occasion de présenter quelques observations.

Il est indispensable, nous le répétons, d'exiger des matériaux de premier choix : mais, aujourd'hui où l'industrie métallurgique est si développée, est-il nécessaire comme aux âges héroïques de la construction en acier, de ne pas laisser mettre en place un bout de tôle ou un rivet si la fabrication du métal n'a pas été suivie intégralement par le contrôle? Cette obligation est la cause de longs retards. Sans doute, il se trouve des ingénieurs du contrôle qui, dans certains cas, acceptent des matériaux qui n'ont pas subi toutes les surveillances; d'autres font contrôler des matériaux qui sont destinés à des commandes futures; ces cas exceptionnels devraient être les règles, et la

Marine ne devrait pas risquer, par des exigences surannées, de retarder de longs mois la fourniture de tôles, de profilés, de tubes, etc.

Autre observation non moins grave : trop souvent, les cahiers des charges sont étudiés en vue d'une perfection scientifique que rien ne requiert et qui a pour effet de longues pertes de temps. Cela tient généralement à la pluralité des services qui, pour la plupart, ne sont aucunement intéressés à faciliter la rapidité des essais. Nous n'en prendrons pour exemple que les essais des plaques de blindage. Ces essais sont exécutés à Lorient par une commission spéciale, dite *de recette des plaques*; cette commission n'a pas à s'occuper des délais de construction, mais elle cherche, par tous les procédés, à assurer le progrès des blindages. C'est en se plaçant à ce point de vue qu'elle exécute les tirs d'essai en appuyant la plaque sur une muraille en tôlerie identique à celle du bâtiment qui est destiné à porter les plaques du même lot. Il en résulte que, lorsque la plaque d'essai est choisie, il faut construire la muraille d'essai, d'où plusieurs mois perdus par les correspondances, les travaux, les tirs, etc. Est-il cependant nécessaire d'agir ainsi? Et ne serait-il pas beaucoup plus logique, puisqu'il s'agit de vérifier la qualité des plaques, d'appuyer toujours celles-ci sur un massif identique? On évitera ainsi une perte de temps dans les opérations de recette et, par suite, un retard notable dans la livraison des cuirasses.

Nos bâtiments de guerre sont compliqués, ils le sont beaucoup plus que leurs similaires étrangers; ce n'est pas ici le lieu de chercher si leur complication est utile; il n'est pas douteux qu'elle est coûteuse et qu'elle allonge la durée de nos constructions. On estime, par exemple, que la constitution du caisson pare-torpilles des cuirassés type *Danton* est de nature à retarder de plusieurs mois la fin du montage sur cale.

D'autre part, nos ingénieurs n'ont pas assez le souci de tracer des formes simples et facilement exécutables; en particulier, trop souvent les blindages sont dessinés dans la méconnaissance de la difficulté de leur exécution. Dans cet ordre d'idées, on pourrait se demander s'il ne conviendrait pas, pour réduire à la fois la durée de fabrication et le prix des blindages, de laisser aux métallurgistes le soin, sous le contrôle de la Marine, de tracer eux-mêmes la répartition des plaques et les formes des blindages : ils adopteraient des tracés compatibles avec leurs laminoirs et leur outillage, tracés que les ingénieurs des ports sont dans l'impossibilité de prévoir.

Comme nous l'avons indiqué plus haut, la durée déjà trop longue de nos constructions s'allonge de la durée des essais. La création d'une commission centrale des essais a amené déjà un notable progrès, mais il en reste encore à réaliser. Malheureusement, des causes profondes demeurent sur lesquelles il faut insister.

D'une part, nos bâtiments sont surchargés d'appareils auxiliaires de toute espèce dont les essais exigent matériellement un temps très considérable, et qui, malheureusement, donnent trop souvent lieu à des réfections, à des

réparations, à des changements. Il y a là un chapitre particulièrement grave de l'histoire de nos constructions navales.

Nous avons tout d'abord un goût exagéré d'appareils de toute sorte : nous oublions trop qu'un bâtiment de combat n'est ni une usine, ni un hôtel, mais un champ de bataille et que tout ce qui est compliqué et sujet à caution devrait en être sévèrement banni. En même temps que nous développons cet outillage excessif, nous cessons d'être exigeants sur la qualité des appareils. La Marine est sollicitée par tant d'industriels soutenus par tant de parlementaires, qu'elle a, depuis quelques années, abandonné le principe de ne s'adresser qu'à des fournisseurs ayant fait leurs preuves. On a étendu outre mesure l'appel à la concurrence, pour des appareils délicats, et les rabais faits par les nouveaux venus ont écarté les anciens fournisseurs. On réalise peut-être ainsi 100 000^{fr} d'économie sur un cuirassé de cinquante millions, mais, en revanche, on a tout d'abord des essais très laborieux et très lents, puis, en service courant, des ennuis de toute espèce. On doit reconnaître aujourd'hui que les appareils auxiliaires des bâtiments complets fournis par l'industrie privée présentent plus de garantie que ceux des bâtiments construits dans les arsenaux, car les grands chantiers de construction, soucieux à la fois de leur responsabilité et de leur réputation, se gardent bien d'étendre la concurrence comme le fait la Marine et continuent à s'adresser aux fournisseurs ayant leur confiance.

Aux économies d'argent s'ajoutent des économies de poids dont l'effet n'est pas moins déplorable, car elles ont comme résultat de nécessiter très rapidement des réparations considérables, et le coût d'entretien des nouveaux bâtiments s'en ressentira prochainement.

La durée des essais s'allonge depuis quelques années par l'habitude qui s'est introduite, pour faire le jeu de certains fournisseurs, de commander séparément des appareils qui, dans la réalité, forment un ensemble complet. On commande à part les chaudières et les machines, d'où résulte la nécessité d'exécuter une série d'essais pour les chaudières, puis une série d'essais pour les machines, de façon à pouvoir prononcer la recette des appareils indépendamment les uns des autres. Il y a là une méthode qui est en tous points discutable et dont un des effets les plus sûrs est d'augmenter la durée et la difficulté des essais.

Nous n'avons parlé encore que de la question de la préparation des plans, des achats et fournitures; reste l'importante question de la main-d'œuvre.

Le Parlement a décidé que les nouveaux cuirassés seraient construits en 4 ans; les bâtiments du programme précédent avaient exigé 5 ans et leur tonnage n'était que de 14 000^{tx} au lieu des 18 000^{tx} de la classe *Danton*. Or, depuis 10 ans, le personnel ouvrier des arsenaux n'a fait que décroître : de 5331 en 1897, l'effectif moyen de Brest est tombé en 1907 à 4475; l'atelier des bâtiments en fer qui coopère le plus à la construction a vu son personnel diminuer de 600 hommes sur 2700. En même temps, la journée de 8 heures

et l'état d'esprit des ouvriers a réduit singulièrement le rendement de main-d'œuvre. Par quel miracle donnera-t-on satisfaction aux vœux du Parlement et aux promesses du Ministre?

On dira sans doute qu'on a pu perfectionner l'outillage. C'est exact, mais il y a des limites à tout et, dans nos arsenaux, il semble qu'on ait dépassé cette limite. Il faut de l'outillage, il faut des machines-outils, des moyens de transport rapide, etc., mais il faut aussi une proportion harmonieuse entre le personnel et l'outillage; bientôt, dans nos arsenaux, tous les ouvriers seront occupés à l'outillage général : les uns armeront les embarcations, les chalands, les remorqueurs, les pontons mâtures, les grues; les autres feront fonctionner l'usine centrale, d'autres feront marcher les transmissions et les machines-outils, d'autres seront employés dans les magasins et les dépôts d'outils; d'autres, enfin, et non les moins nombreux et les moins occupés, rédigeront les pièces justificatives de la comptabilité. Il ne restera plus personne pour le travail lui-même. Nous aurons une magnifique usine marchant à vide. Nous n'en sommes pas encore à cette situation, mais il ne faut pas se dissimuler que nous y tendons.

Loin de nous la pensée de critiquer la diminution du personnel ouvrier; bien au contraire, aucune mesure n'est plus salubre. Mais il faut y apporter de la méthode et ne pas avoir la prétention de faire fonctionner avec 3000 hommes une usine grée en outillage pour 6000 hommes.

La construction de la *République* a employé environ 1600000 journées; celle des types *Danton* atteindra sans doute dans les environs de 2 millions. Pour construire le bâtiment en 4 ans, il faudrait y consacrer 500000 journées par an, soit un personnel moyen de 1600 hommes par jour; or la construction de la *République* en 5 ans a employé un personnel moyen de 1050 hommes. Il manque donc près de 600 ouvriers à Brest pour réaliser le vœu du Parlement.

Il eût fallu, pour construire vite, tout en diminuant le personnel, prendre des mesures nouvelles; nous avons indiqué, il y a 2 ans, l'une de celles qu'on pourrait proposer et qui consisterait à décomposer en deux la construction des grands navires, en la partageant entre les deux ports de Lorient et de Brest ⁽¹⁾. Faute d'avoir pris une mesure de ce genre, nos nouveaux bâtiments resteront au moins 6 ans en chantier, et ceux qui les suivront resteront 7 ans. Le vœu du Parlement n'aura eu d'autre résultat que d'imposer aux fournisseurs des grands appareils des délais trop courts qui, tout en entraînant un supplément d'efforts, ne seront d'aucune utilité pour la Marine.

Il ne faut pas se dissimuler d'ailleurs que le problème de construire rapidement dans nos arsenaux des unités de combat de 18000^{ts}, avec un per-

(1) *La crise des arsenaux* (*Revue de Paris* du 1^{er} juillet 1906).

sonnel stable, ressemble fort à celui de la quadrature du cercle. Plus le tonnage augmente, plus le problème devient ardu. Il ne semble malheureusement pas que la Marine s'en préoccupe sérieusement; le système qui consiste à sous-commander à des industriels des parties entières de la coque est un expédient coûteux, mais n'apporte pas une solution. A notre avis, il n'y a d'autre solution, si l'on veut continuer à diminuer le personnel des arsenaux, ce qui est, répétons-le, une mesure des plus sages, que de commander à l'industrie les bâtiments entiers, coques, machines, chaudières et tourelles, et de réserver aux arsenaux les seuls travaux de dernier achèvement et d'armement.

Quoi qu'il en soit, l'insuffisance du personnel ouvrier reste une des causes principales de la lenteur de nos constructions; il convient de remarquer que le manque de méthode qui préside, comme nous l'avons vu, à la construction en général, entraîne un gaspillage considérable de main-d'œuvre. Un réel progrès se réaliserait donc, même avec le personnel actuel, si l'on remédiait aux défauts d'organisation que nous avons signalés.

Quels remèdes faut-il apporter? C'est par là que nous concluons notre étude.

Tout d'abord le Ministre doit faire comprendre au Parlement la nécessité de voter, en temps utile, les programmes de construction et les crédits nécessaires. Une première réforme créant un budget de la Marine « pour une fois » suivant la formule allemande constituerait à cet égard un grand progrès. Le programme de construction voté, il serait indispensable que son exécution fût soustraite à la fantaisie d'un Ministre; quand le Parlement a voté un croiseur de 12600 tonnes, portant 20 canons et marchant à 22 nœuds, il ne doit pas être loisible à un Ministre de le remplacer par un croiseur de 13600. Un article de la loi de Finances doit mettre en jeu, pour empêcher cet abus, non la responsabilité ministérielle qui est un mythe en la circonstance, mais la responsabilité personnelle et pécuniaire du Ministre, mise en mouvement par un arrêt de la Cour des Comptes.

Le programme du bâtiment étant ainsi arrêté d'une façon immuable, il appartient au Ministre de faire procéder à toutes les études préalables et à établir tous les plans d'ensemble, coque, machines, chaudières, tourelles, avant d'ordonner la mise en chantier; c'est la coque qui se construit le plus vite, c'est elle qui doit être construite la dernière, contrairement à la pratique actuelle. On pourrait être tenté, pour empêcher une mise en chantier prématurée, cause, comme nous l'avons montré, de tous les désordres actuels, de faire sanctionner la mise en chantier par un comité parlementaire n'autorisant la commande qu'après avoir vérifié que toutes les études sont terminées; nous ne pensons pas qu'il y ait intérêt à lier la Marine par des lisières aussi étroites. Il faut laisser à l'autorité du Ministre cette occasion de s'exercer.

Enfin, dans l'exécution une grande réforme s'impose. Il faut faire cesser la confusion d'attributions qui règne dans les bureaux de la rue Royale. La Section technique, qui est un service d'études, doit devenir en même temps l'organe d'exécution des bâtiments neufs. A cet effet, l'organisation actuelle serait modifiée en plaçant la Section technique comme intermédiaire unique, en ce qui concerne les constructions neuves, entre la Direction centrale des Constructions navales et les directeurs des constructions navales des arsenaux. Elle préparerait les plans, les ferait approuver par le Ministre, puis, une fois l'approbation obtenue, elle adresserait ses instructions directement aux arsenaux, elle aurait qualité pour passer les marchés principaux, en un mot elle deviendrait service d'exécution. Il lui appartiendrait, sous sa responsabilité, de se mettre d'accord sur les détails, avec les divers services du Ministère et notamment avec l'État-Major général.

Pour réaliser cette réforme, la Section technique abandonnerait les greniers de la rue Royale où elle étouffe moralement et physiquement et serait constituée comme un établissement autonome.

En ce qui concerne les constructions exécutées dans les chantiers privés, il faut l'habitude que nous avons des errements anciens pour ne pas nous apercevoir que la création, il y a 15 ans, de la Section technique rendait inutile la centralisation entre les mains du directeur du service de la surveillance, du contrôle de la construction dans les chantiers privés. Il y a là un double emploi évident, d'où perte de temps et de dépense. Il convient donc de laisser au directeur de la surveillance le contrôle des matériaux et des petites fournitures; mais le contrôle des bâtiments complets et des ensembles qui entrent dans la construction, appareils moteurs et évaporatoires, tourelles, blindages, doit être centralisé entre les mains du chef de la Section technique.

La Direction centrale des Constructions navales, conseil du Ministre, conservera la haute main sur la Section technique, mais n'interviendra dans l'exécution que lorsque des difficultés se présenteront qui devront être soumises au chef du département. Elle redeviendra, ce qu'elle était autrefois, un unique organe de direction. Il lui restera, à ce titre, la gestion du personnel et des crédits budgétaires ainsi que la direction technique générale du Service des constructions navales.

Ces propositions ne sont de nature à blesser ni les amours-propres légitimes, ni les droits acquis; nul doute qu'elles n'aient rapidement, en dégageant nettement les responsabilités, une influence heureuse sur la rapidité des études et, par suite, des constructions navales. Elles suppriment toutes les entraves actuelles à la marche rapide des affaires. Elles n'empêchent aucun contrôle utile. Elles adaptent d'ailleurs aux rouages de l'administration française l'organisation du service des constructions navales en Angleterre. On voudra bien reconnaître qu'elles n'ont rien de révolutionnaire.

A ces mesures devra s'ajouter une décentralisation des marchés sous forme d'un retour au régime admis avant 1902 ; il n'est pas douteux que les ingénieurs des ports sont en mesure de passer, sans intervention du Ministre, les marchés nécessaires aux constructions. L'effort du Ministère a eu surtout pour effet, depuis dix ans, d'introduire des fournisseurs médiocres ; il n'est que temps d'enrayer.

Sans doute, les bureaux de la rue Royale trouveront dans toutes ces mesures quelque diminution de leur importance, en ce sens qu'ils cesseront d'être, à tout instant et pour tous les détails, mis en mouvement. Mais les bâtiments en seront-ils moins parfaits ? on peut en douter. En tous cas, mieux vaut se tromper quelquefois que de piétiner indéfiniment, ce qui devient de plus en plus la règle de nos administrations.

Nous espérons avoir montré par cette étude que le mal si grave, pour notre Marine, de la durée excessive des constructions navales est loin d'être sans remède. Il n'est nullement besoin de réformes profondes dans l'organisation générale ; quelques mesures de détails, de celles qu'un Ministre peut prendre par décret, y suffiront, à la condition toutefois que le Ministre lui-même s'applique à ne pas retomber dans les erreurs de ses prédécesseurs. Un peu de volonté ferme et suivie y suffira.

CONTRIBUTION

A

L'ÉTUDE DE LA CIRCULATION DE LA VAPEUR

DANS LES TUYAUX,

PAR M. HART,
Ingénieur attaché au Service maritime de la Compagnie
du Chemin de fer du Nord.

Depuis un certain temps déjà, la fréquence des accidents survenus, à l'extérieur, aux tuyauteries des chaudières marines et les graves accidents de personnel qui en ont souvent été la conséquence avaient appelé notre attention sur ce point, et principalement sur les tuyaux de prise de vapeur allant des chaudières aux collecteurs.

Nous nous en sommes d'autant plus préoccupé que la disposition des locaux conduit à des tuyaux relativement courts et cintrés suivant des rayons un peu réduits, étant donné leur diamètre intérieur de 110^{mm}.

Au cintrage, ces tuyaux sont donc assez fortement étirés, et il peut se produire en certains points des réductions notables d'épaisseur.

D'autre part, la forte pression (15^{ks}) et la haute température qu'ils supportent (environ 200°) les fatiguent beaucoup en service, ainsi que l'ont montré certains incidents heureusement sans gravité.

Aussi, pour nous mettre autant que possible à l'abri des accidents, nous avons remplacé, il y a 4 ans environ, les tuyaux de prise de vapeur en cuivre par d'autres en cupro-manganèse.

Ce dernier métal a, en effet, la propriété d'être beaucoup moins sensible que le cuivre à l'action des températures élevées et de conserver à 200° une limite élastique de 24^{ks} avec recuit à 500°, et de 8^{ks},8 avec recuit à 750°, tout en donnant des résistances à la rupture de 31^{ks},5 et 28^{ks}, et des allongements de 21 à 41 pour 100 dans les mêmes conditions.

Le cuivre, avec les mêmes recuits, donne 3^{ks} et 0^{ks},500 comme limite élastique, 18^{ks},5 et 18^{ks} comme résistance à la rupture, ainsi que 50 pour 100 d'allongement.

L'alliage du cupro-manganèse présente même certains avantages sur l'acier doux, dont la limite élastique est un peu plus faible si le recuit n'est pas poussé assez loin, et dont l'allongement est tout à fait analogue. Il est beaucoup moins raide et difficile à travailler que ce dernier métal, et est

aussi moins sujet à piqûres quand les chaudières ne sont pas en fonctionnement pendant un certain temps.

Toutes ces considérations, et surtout la difficulté de dilatation qu'auraient présenté des tuyaux en acier relativement courts et très contournés, nous ont fait définitivement préférer l'alliage du cupro-manganèse à ce dernier métal.

Il faut toutefois noter qu'avec le cupro-manganèse, comme d'ailleurs avec le cuivre, les brides d'assemblage doivent être en bronze, les brides en fer présentant l'inconvénient, lors de la brasure, d'avoir besoin d'être chauffées beaucoup plus qu'il n'est convenable pour cet alliage ou pour le cuivre.

Divers incidents, sans gravité d'ailleurs, nous ont fait abandonner les brides en fer et ne se sont plus reproduits depuis lors.

Pour compléter l'étude détaillée que nous avons faite de l'installation de ces tuyaux de vapeur, nous avons également tracé un assemblage des brides sur les tuyaux à l'aide de mandrinage conique, système que permet la dureté du cupro-manganèse, bien qu'elle soit un peu moins grande que pour l'acier.

Avec le cuivre, trop ductile, ce système ne présente aucun avantage au point de vue de la résistance à la séparation de la bride et du tuyau, mais avec le cupro-manganèse la résistance a été beaucoup plus considérable qu'avec l'emmanchement ordinaire cylindrique au collet rabattu et brasure.

La résistance à la rupture a été, pour des tuyaux en cuivre, à peu près la même avec les deux emmanchements; mais, tandis que pour l'emmanchement cylindrique le tuyau se séparait complètement de la bride, il ne faisait que se plisser légèrement dans l'emmanchure conique. La brasure seule était décollée, mais le tuyau ne bougeait pas par rapport à la bride. Il y a donc de ce chef un accroissement sensible de sécurité, puisque la fuite de vapeur, très légère, avertirait à l'avance, alors qu'avec l'emmanchement cylindrique la séparation se produirait brusquement.

Dans l'assemblage par mandrinage, la brasure pourrait être supprimée; elle a cependant été conservée en raison des avantages qu'elle présente au point de vue de l'étanchéité et aussi du supplément de résistance qu'elle donne par suite du contact plus intime qu'elle assure entre le tuyau et la bride.

Ces modifications nous ont donné toute satisfaction, mais les difficultés que présente le cintrage des tuyaux de 100^{mm} intérieur et aussi le désir que nous avions d'appliquer, tant sur les soupapes de prise de vapeur des chaudières que sur les soupapes de communication des collecteurs des clapets automatiques d'isolement, nous ont fait rechercher s'il n'était pas possible de réduire un peu, sans augmenter sensiblement la perte de charge, le diamètre des tuyaux de prise de vapeur.

Cette réduction était d'autant plus désirable que nous tenions à ce que les clapets automatiques fussent montés sur les corps de soupapes eux-mêmes,

de manière à fonctionner tous les jours. Cette addition conduisait alors, pour des tuyaux de 110^{mm} intérieur, à des dimensions et des poids considérables pour les appareils et aussi à l'impossibilité de les loger dans l'espace disponible.

D'autre part, l'adoption de clapets automatiques isolés ne nous aurait donné qu'une sécurité relative, car il était à craindre que, ne fonctionnant qu'exceptionnellement en cas d'accident, les clapets ne s'oxydent, ne s'entartrent, et ne fonctionnent que difficilement quand cela serait nécessaire.

Nous nous trouvions toutefois, au sujet de la réduction du diamètre intérieur des tuyaux de prise de vapeur, dans une situation un peu spéciale, car, si les formules de M. Auscher ont montré que, dans le cas d'un écoulement constant, on pouvait le plus souvent réduire assez fortement les diamètres généralement admis, il restait à vérifier que ces formules pouvaient également s'appliquer dans le cas d'un écoulement périodique comportant de forts appels de vapeur en nombre restreint par minute.

Le point de départ de nos recherches a été l'observation faite en service courant que, généralement, les prises de vapeur et les soupapes de communication, qui pouvaient s'ouvrir de 5 et 7 tours de volant, n'étaient guère ouvertes que de 3 tours à 3,5 tours, dans le but d'éviter des entraînements d'eau qui auraient pu être la conséquence des appels considérables de vapeur faits.

Le Tableau ci-après donne le rapport des nombres de tours de volant à la section de passage des soupapes et au diamètre intérieur du tuyau correspondant :

Nombre de tours du volant de commande.	Soupapes de prise de vapeur sur les chaudières.		Soupapes de communication sur les collecteurs (chacune correspond à deux soupapes de prise de vapeur).	
	Section de passage.	Diamètre intérieur du tuyau correspondant.	Section de passage.	Diamètre intérieur du tuyau correspondant à la moitié de la section.
	cm ²	mm	cm ²	mm
2	43,36	74	73	8
5,5	54,19	83	89,5	76
3	65,03	91	107	83
3,5	75,87	98	124,5	89
4	86,71	105	142	95
4,5	97,55	112	159	100
5	108,50	117,5	176	106
5,5	119	123,5	195	112
6	130	129	214,5	165,5
6,5	141,50	134	233	172,5
7	152	140	251	179

		Diamètre correspondant.
Section totale des tuyaux de prise de vapeur.....	m ² 0,114 036	381 ^{mm}
Section totale des pect-valves A.....	0,075 477	380
» B.....	0,038 013	
Section du tuyau de vapeur	0,125 660	400

		Diamètre correspondant.
Section de la petite soupape de la prise de vapeur générale.....	m ² 0,047100	mm 245
Section de la grande soupape de la prise de vapeur générale.....	0,092960	344
Section totale de la prise de vapeur générale.....	0,140060	422

Avec ces éléments, la dépression calculée par les formules d'Auscher devait être de 0,001184 V² (V étant la vitesse en mètres par seconde de la vapeur) pour des tuyaux de 110^{mm} intérieur, en supposant les deux soupapes de la prise de vapeur générales ouvertes en grand.

Avec des tuyaux de 90^{mm} intérieur, elle serait dans les mêmes conditions de 0,001249 V², c'est-à-dire qu'elle augmenterait d'un peu plus de 5 pour 100.

Si l'on considère les périodes de rotation de la machine de 15° en 15° jusqu'à 105°, qui correspond à l'admission de 70 pour 100 environ, en supposant que la vitesse de rotation soit uniforme, on trouve que la vitesse d'écoulement de la vapeur dans les tuyaux de 110^{mm} varie ainsi que l'indique le Tableau ci-après, qui donne, en même temps que les vitesses moyennes par période de 15° en 15°, les valeurs correspondantes de la dépression calculée par les formules d'Auscher :

Périodes angulaires successives correspondant à l'admission.	Vitesse moyenne de la vapeur en mètres.	Carré de la vitesse.	Dépression en avant de la soupape de prise de vapeur	
			en mètres d'eau.	en kilogrammes.
0- 15.....	m 5,500	30,25	m 0,036	k 0,0036
15- 30.....	16,300	265,69	0,315	0,0315
30- 45.....	26,000	676,00	0,800	0,0800
45- 60.....	34,600	1197,16	1,416	0,1416
60- 75.....	40,000	1600,00	1,895	0,1895
75- 90.....	42,500	1806,25	2,140	0,2140
90-105.....	42,500	1806,25	2,140	0,2140

Avec les tuyaux de 90^{mm}, la vitesse de la vapeur augmente légèrement, tout en restant dans des limites très acceptables, et l'on obtient les résultats indiqués au Tableau ci-dessous :

Périodes angulaires successives correspondant à l'admission.	Vitesse moyenne de la vapeur en mètres.	Carré de la vitesse.	Dépression en avant de la soupape de prise de vapeur	
			en mètres d'eau.	en kilogrammes
0- 15.....	m 8,200	67,24	m 0,084	k 0,0084
15- 30.....	24,400	595,36	0,743	0,0743
30- 45.....	39,000	1521,00	1,900	0,1900
45- 60.....	51,300	2631,69	3,280	0,3280
60- 75.....	60,000	3600,00	4,500	0,4500
75- 90.....	63,600	4044,96	5,050	0,5050
90-105.....	63,600	4044,96	5,050	0,5050

La chute maxima de pression de 0^m,505 causée par les tuyaux de 90^{mm} est très admissible ; mais il restait à voir si, pratiquement, il en était bien ainsi et si les puissants appels périodiques causés par l'admission, au nombre de 90 environ par minute, n'apporteraient pas dans la vitesse d'arrivée de la vapeur aux collecteurs plus de trouble que n'en indiquait la formule.

Le moyen le plus pratique de s'en assurer était de mesurer la dépression avant et après la prise de vapeur générale, et aussi dans un des collecteurs des chaufferies, en relevant simultanément, dans les conditions mêmes du service, des diagrammes de pression dans le tuyautage, en même temps que dans le cylindre à vapeur.

En faisant varier les ouvertures des prises de vapeur et des soupapes de communication, on aurait, par ces diagrammes, des renseignements certains sur les variations de la dépression.

A cet effet, l'indicateur de watt fut installé au-dessus de celui destiné à relever les pressions dans le cylindre HP, les deux indicateurs étant commandés par le même mouvement de transmission monté sur la traverse de tige de piston et donnant, par suite, des phases concordantes.

Le premier des indicateurs destiné à relever les pressions dans le tuyautage pouvait donner, au moyen d'une simple manœuvre de robinet :

- 1° La pression avant la prise de vapeur générale ;
- 2° La pression après la prise de vapeur générale.

Pour relever la pression au collecteur de la chaufferie avant, il fallut, au contraire, une installation spéciale, en prenant toutes les précautions nécessaires pour éviter les condensations qui étaient à craindre.

A priori, on pouvait s'attendre à ce que la prise de vapeur générale donnerait lieu à une assez forte perte de charge, car sa disposition, qui comporte deux soupapes de 0^m,0471 et 0^m,0929 de section de passage à toute ouverture, est telle que généralement on marche avec la petite soupape seule ouverte. Il en résulte un laminage de la vapeur donnant lieu à une perte de charge très sensible, surtout vers la fin de l'admission, quand le piston a sa vitesse maxima.

C'est, en effet, ce qui s'est produit, ainsi qu'on le verra plus loin.

On ne pourrait modifier cet état de choses qu'en remplaçant la prise de vapeur générale, dont le fonctionnement a toujours laissé à désirer, l'ouverture de la grande soupape ayant le plus souvent pour conséquence de violents entraînements d'eau.

Les diagrammes relevés au cours des expériences sont indiqués sur la planche annexée. Les conditions de marche auxquelles ils correspondent sont de même données au Tableau A, qui indique aussi les variations de la valeur de la dépression pour les différentes phases de l'admission, soit au collecteur de la chaufferie avant, soit avant ou après le registre de prise de vapeur générale, ainsi qu'au cylindre HP, c'est-à-dire après le passage dans les appareils distributeurs.

Leur examen montre que, comme l'admission varie, en service, dans des limites très restreintes (0,647 à 0,667, sauf pour les trois premiers diagrammes avec admission à 0,75), la forme générale et la forme de la courbe des pressions pendant l'admission varient peu, d'autant plus que le nombre de tours est lui-même très peu variable.

La dépression moyenne avant la prise de vapeur générale ne dépasse pas 0^{kg},5 tant que, seule, la petite soupape de cette prise de vapeur est ouverte.

Elle est un peu plus forte (0^{kg},8) si les deux soupapes sont ouvertes, mais se tient dans des limites très acceptables, quelle que soit l'ouverture des prises de vapeur des chaudières et des soupapes de communication.

Les diagrammes relevés avec des ouvertures de soupapes de prise de vapeur à trois tours (0^m,0780) montrent que, même avec les deux soupapes ouvertes au registre général, elle ne dépasse pas 0,6 avec les soupapes de communication ouvertes à 3,7 tours (0^m,0816). Si l'on ferme ces dernières à 3,5 tours (0^m,0747), la dépression tombe à 0^{kg},5 en avant du registre.

Les diagrammes de pression relevés sur le collecteur de la chaufferie avant montrent, d'autre part, que, même avec une ouverture de soupape de prise de vapeur de 2 tours (0^m,0520) et de 2,4 tours (0^m,0528) pour les soupapes de communication, la dépression est inappréciable, le registre général fût-il ouvert en grand. Le diamètre intérieur de 90^{mm}, qui correspond à une section totale de passage de 0^m,0768, peut donc être adopté sans crainte, ainsi que le montrait l'application des formules d'Auscher, bien que l'écoulement soit très intermittent et comporte des variations assez considérables de vitesse de la vapeur.

En réalité, les fortes chutes de pression qu'on constate entre les chaudières sont dues surtout au fonctionnement du registre et aux appareils de distribution.

Le registre occasionne, par le laminage de la vapeur, une chute moyenne de pression de 1^{kg},500 à 2^{kg}.

De leur côté, les appareils de distribution occasionnent une chute égale et même encore plus forte qui, dans certains cas, atteint 2^{kg} et même 3^{kg}.

La dépression causée par la réduction de diamètre des tuyaux de prise de vapeur est donc très faible par rapport à ces dépressions et ne peut guère avoir d'influence sur la dépression totale.

Si l'on voulait réduire la dépression totale, il faudrait remplacer le registre de prise de vapeur générale et modifier complètement les appareils distributeurs de manière à avoir des ouvertures rapides des lumières, ce qui serait assez difficile étant données les dispositions de la machine.

En résumé, il semble ressortir de cette étude qu'on peut sans crainte accepter les résultats donnés par les formules d'Auscher, même dans le cas d'un écoulement intermittent comportant un nombre réduit de forts appels de vapeur et qu'on peut admettre sans inconvénient une vitesse d'écoulement de 63^{mm}.

C'est plus qu'on admet généralement, puisque dans les lumières d'admission, c'est-à-dire à l'endroit le plus resserré du trajet, on n'admet guère, pour les machines à triple expansion, une vitesse ne dépassant pas 30^m à 35^m.

Il est vrai que, dans ce cas, il faut tenir compte de l'ouverture variable des lumières, dont la plus grande section de passage ne dure qu'un temps très faible, alors que la section des tuyaux de vapeur est constante.



14. 13 janvier 1908 Calais-Douvres Marée favorable, mer calme	15. 13 janvier 1908 Calais-Douvres Marée favorable, mer calme	16. 13 janvier 1908 Calais-Douvres Marée favorable, mer belle	17. 13 janvier 1908 Calais-Douvres Marée favorable, mer belle
46,5	45,5	46	46
0,667	0,610 (environ)	0,667	0,667
5 tours	2,5 tours	2 tours	2 tours
0,0650	0,0650	0,0500	0,0520
tours	3 tours	2,4 tours	2,4 tours
0,0642	0,0642	0,0528	0,0528
1 grand	En grand	En grand	En grand
0,0471	0,0471	0,0471	0,0471
1 grand	»	En grand	En grand
0,1400	»	0,1400	0,1400
14,5	14,8	15,0	15,0

AVANT	APRÈS	AVANT	APRÈS	AVANT	APRÈS	AVANT	APRÈS
la prise de vapeur générale.		la prise de vapeur générale.		la prise de vapeur générale.		la prise de vapeur générale.	
14,0	13,8	14,7	14,2	13,7	15,0	14,8	14,3
13,9	13,3	14,7	14,2	13,2	15,0	14,6	13,7
13,8	13,0	14,7	14,2	12,8	15,0	14,6	13,4
13,7	12,8	14,7	14,2	12,4	15,0	14,5	13,2
13,8	12,6	14,7	14,2	12,2	15,0	14,3	13,0
13,8	12,3	14,7	14,2	11,6	15,0	14,4	12,7
13,7	11,6	14,7	14,3	11,0	15,0	14,4	12,0
1,8	2,9	0,1	0,6	3,8	»	0,7	3,0
1,8	2,4	»	0,5	3,7	»	0,7	3,0
»	0,8	»	»	3,2	»	»	2,3

5
1
1

EMPLOIS DE LA SOUDURE AUTOGÈNE

POUR LES

RÉPARATIONS DES CHAUDIÈRES MARINES ET DES NAVIRES,

PAR M. A. LE CHATELIER,

Ingénieur en chef de la Marine.

Les emplois de la soudure autogène du fer et de l'acier ont eu un développement très rapide depuis qu'on a réalisé, d'abord avec l'acétylène dissous, puis avec l'acétylène à basse pression, tel qu'il sort d'un générateur, des chalumeaux oxyacétyléniques qui, en raison de la température très élevée de leur flamme, permettent de souder directement, sans aucun chauffage préalable, des épaisseurs atteignant 30^{mm} à 40^{mm} sur des tôles, et 100^{mm} à 150^{mm} sur des pièces rondes ou rectangulaires. Il n'y a pas en France, à l'heure actuelle, un seul atelier de chaudronnerie ou de construction mécanique de quelque importance qui ne fasse usage de la soudure autogène, et aucun procédé nouveau de travail ne s'est aussi rapidement généralisé.

La soudure autogène permet de fondre le fer et l'acier sans altérer leur composition chimique et donne à l'emplacement de la soudure un métal homogène, qui a seulement besoin, pour posséder des qualités mécaniques analogues à celles des métaux forgés ou laminés, d'être soumis à un forgeage ou à un traitement thermique analogue à celui qu'on utilise pour les pièces en acier moulé, et qui peut être exécuté d'une façon très simple au moyen du chalumeau même qui a servi à faire la soudure. En exécutant la soudure, on peut, au moyen d'un fil d'acier qu'on fait fondre dans la flamme du chalumeau, ajouter, en telle quantité qu'on veut, du métal à la pièce à souder. De cette possibilité de fondre le fer et l'acier sans les altérer, et de pouvoir ajouter du métal à volonté à la pièce qu'on travaille, découlent une infinité d'applications; on peut remettre à son état primitif toute pièce de forge ou de tôlerie qui est usée par corrosion ou frottement, ou brisée; on peut souder des morceaux neufs pour remplacer des parties hors de service, réparer toutes espèces d'outils et pièces d'outillage, etc.; pour

les travaux neufs, on peut confectionner des tuyautages sans joints, toutes sortes de récipients de forme quelconque dans des conditions d'étanchéité absolue, etc. Ces applications sont tellement variées qu'on peut affirmer qu'un appareil de soudure autogène est un outil aussi indispensable qu'un feu de forge pour tout atelier qui travaille, sous une forme quelconque, le fer et l'acier.

Dans ces dernières années, un nouveau procédé, celui du coupage des métaux au moyen d'un jet d'oxygène sous pression, procédé qui permet de couper des tôles de 20^{mm} à 30^{mm} d'épaisseur à raison de 10^m à l'heure, et des pièces de 200^{mm} à 300^{mm} de diamètre en 4 ou 5 minutes, est venu compléter les nouvelles méthodes de travail inaugurées par l'emploi de la soudure autogène. Ce procédé a ses applications spéciales, telles que la démolition des charpentes métalliques, des chaudières, des coques de navires; mais, dans des cas nombreux, il est un auxiliaire précieux de la soudure autogène et permet de préparer rapidement le travail qui doit être exécuté par le chalumeau soudeur.

Ces deux procédés rendent les plus grands services dans l'industrie, mais l'application la plus intéressante est celle qui peut en être faite aux réparations de navires et spécialement à celles des chaudières marines; ils permettent, en effet, d'exécuter ces réparations, non seulement avec plus d'économie que tout autre procédé, mais aussi beaucoup plus rapidement; cette question de rapidité d'exécution présente un intérêt capital, puisque chaque journée d'immobilisation d'un navire représente pour l'armateur une perte sèche qui, pour les navires de forts tonnages, peut atteindre 4000^{fr} à 5000^{fr} par jour; or ce n'est pas seulement quelques jours que l'emploi de la soudure autogène permet de gagner pour ces opérations, mais souvent des semaines.

Jusqu'à ces derniers temps, cette application de la soudure autogène n'a été développée qu'à Gênes, par la Société *La Thermos*, sous la direction de M. Vonderweid, et à Marseille par la Société *L'Acétylène dissous du Sud-Est*, qui s'est plus particulièrement spécialisée dans la réparation des chaudières et a réparé, depuis deux ans, avec un entier succès, les chaudières de plus de 100 navires français et étrangers, évitant aux armateurs des réparations longues et coûteuses et même des changements complets d'appareils évaporateurs.

Réparation des chaudières.

Le très grand intérêt de la réparation des chaudières marines par soudure autogène résulte de ce que :

1^{re} Les réparations peuvent être exécutées très rapidement, sans prolonger la durée d'immobilisation du navire, et en profitant de la période pendant

laquelle il est obligé de séjourner dans le port pour ses opérations de déchargement et chargement, ou ses réparations de coque et de machine.

2° La soudure autogène permet de remédier à des défauts irréparables par tout autre procédé, telles que les corrosions et les fentes ou crevasses.

3° La réparation par soudure autogène reconstitue la partie réparée à son état primitif; on peut donc, en faisant les réparations dès qu'un défaut est constaté, maintenir la chaudière constamment en bon état; et l'on peut affirmer qu'une chaudière qui sera ainsi méthodiquement et régulièrement réparée aura une durée beaucoup plus longue qu'il n'a pu être obtenu jusqu'ici; son changement ne deviendra nécessaire que quand il s'y sera produit une usure générale, alors que jusqu'ici on a été obligé de condamner des chaudières quand une partie seulement était usée, le reste étant encore en bon état. Par exemple, il arrive souvent que les plaques à tubes sont usées par des corrosions résultant de fuites aux tubes; il est impossible de changer ces plaques à tubes sans sortir la chaudière du navire et la dériver; aussi, dans ce cas, on prend en général le parti de mettre une chaudière neuve : la soudure autogène permet de réparer très facilement ces plaques à tubes sur place.

4° Il arrive le plus souvent que la coque et les chaudières des navires anciens n'arrivent pas simultanément au degré d'usure qui nécessite leur condamnation; on peut bien, par les procédés de réparation ordinaires, prolonger la durée de la coque de deux ou trois ans, quand les chaudières sont encore bonnes; mais il n'en est pas de même pour les chaudières, et quand celles-ci se trouvent usées, la coque étant encore en état de naviguer quelques années, on est obligé, soit de condamner complètement le navire, soit de faire une grosse dépense pour changer ses chaudières, et de mettre en place des chaudières qui seront en bon état quand on condamnera la coque et auront ainsi été mal utilisées. La soudure autogène permet d'éviter ces changements de chaudières dans les dernières années de l'existence du navire; on peut en effet, avec son concours, remplacer ou réparer les parties usées, et, dans la plupart des cas, prolonger la durée des chaudières jusqu'à l'époque prévue pour la condamnation du navire. A Marseille, plusieurs Compagnies de navigation, en particulier celle des Messageries maritimes, ont pu ainsi éviter de changer les chaudières de navires anciens; elles profitent des arrêts successifs de ces navires dans le port pour faire exécuter peu à peu une réparation générale par la soudure autogène, et elles économisent ainsi plusieurs centaines de mille francs pour chaque navire, sans compter l'arrêt de trois mois qui eût été nécessaire pour le changement des chaudières.

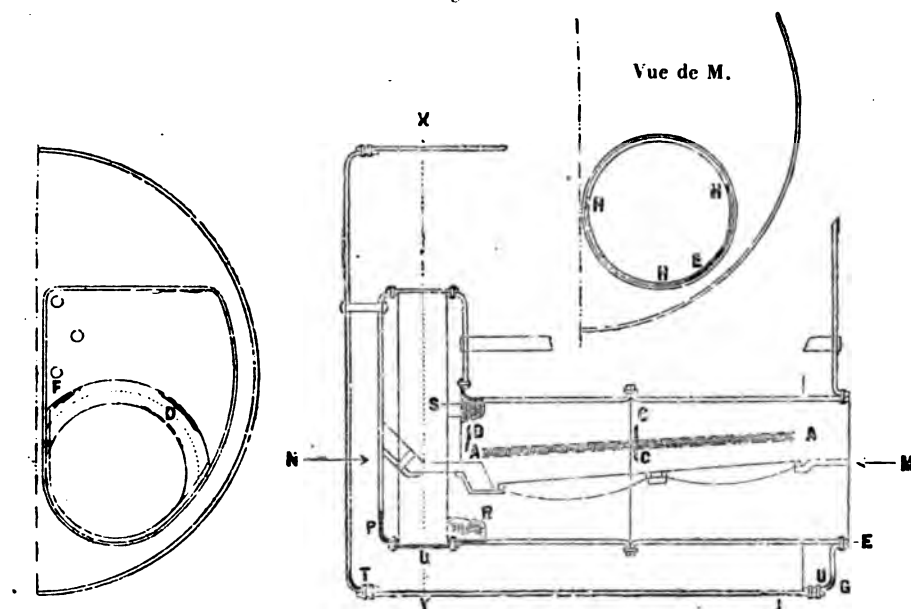
Les principales avaries des chaudières marines consistent en corrosions, intérieures ou extérieures, usure des pinces rivées résultant des matages successifs, et enfin fentes ou crevasses. Toutes ces avaries peuvent être réparées par la soudure autogène. Pour étudier plus facilement les différents

cas qui peuvent se présenter, il convient d'examiner successivement les différentes parties de la chaudière.

Foyers.

La figure 1 représente un foyer d'un type courant; on se reportera, dans

Fig. 1.



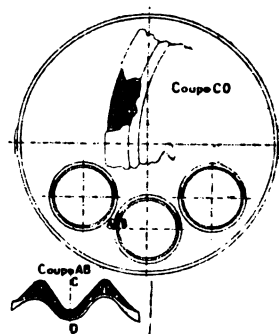
Coupe suivant XY, vue de N

ce qui suit, à ce plan pour préciser les endroits où peuvent être faites les réparations.

Corrosions extérieures. — Les corrosions qui se produisent dans les foyers, sur la face de la tôle en contact avec l'eau, se rencontrent principalement quand les chaudières sont alimentées avec des eaux de mauvaise qualité et ne sont pas assez souvent nettoyées; il se forme alors des dépôts de sels à la surface de la tôle; ces dépôts constituent un enduit isolant; la tôle est alors portée à une température plus élevée et attaquée par les sels contenus dans les dépôts; les corrosions qui se produisent ainsi peuvent être réparties sur toute la surface du foyer, mais le plus souvent elles n'existent que dans une zone étroite, ayant 10^{cm} à 20^{cm} de largeur, en AA (fig. 1), à une petite hauteur au-dessus du plan de grille, et sur toute la longueur du foyer; c'est la région où la tôle est le plus fortement chauffée, et, par suite, celle où les dépôts se forment le plus facilement. Quand il existe des corrosions de ce genre, elles sont en général très profondes; les mécaniciens des navires, en voyant des

corrosions qui n'existent que sur une faible largeur, sont naturellement portés à ne pas leur attribuer leur véritable importance; il est d'ailleurs très difficile de s'en rendre compte par un examen superficiel; mais, quand on gratte à clair ces corrosions en enlevant complètement les dépôts qui les recouvrent, on constate le plus souvent qu'elles sont très profondes et qu'en bien des endroits la tôle du foyer n'a plus que 2^{mm} ou 3^{mm} d'épaisseur. Ces corrosions existant ainsi en bande étroite sur toute la longueur et de chaque côté du foyer sont très dangereuses, parce qu'elles créent, dans des endroits difficiles à visiter, une ligne de faiblesse qui compromet la sécurité de la chaudière. Jusqu'ici il n'y avait aucun moyen de réparer des foyers présentant ce défaut, et il fallait les changer. La soudure permet de les remettre en parfait état; après avoir parfaitement nettoyé les corrosions, travail qui doit être fait avec le plus grand soin, on les bouche en rapportant de la matière en une ou plusieurs couches, suivant la profondeur. Il est indispensable qu'il ne reste aucune trace de dépôt sur la tôle, car ces dépôts empêcheraient la soudure de bien se faire. Ce travail ne présente pas une très grande difficulté, mais il est très pénible pour les ouvriers; les parties où doit se faire la soudure sont, en effet, dans des endroits très resserrés et peu accessibles; le plus souvent les ouvriers sont obligés de se coucher à plat ventre sur les foyers ou sur des planches placées à une certaine hauteur au-dessus de la soudure; il faut leur donner le plus de facilités possible et enlever tous les tubes et tirants qui peuvent gêner leurs mouvements. Ce travail a été exécuté à Marseille sur plusieurs navires; l'exemple le plus remarquable est la réparation des foyers du paquebot *Cholon*, de la Compagnie des Chargeurs Réunis. Les 18 foyers de ce paquebot [6 chaudières à 3 foyers (*fig. 2*)] avaient tous une bande de corrosions de 8^{cm} à 10^{cm} de

Fig. 2.



largeur, s'étendant de bout en bout et de chaque côté, et auraient dû tous être changés. En un mois ils ont été réparés par soudure autogène; le travail a coûté 7500^{fr} et a entraîné l'emploi de 300^{m³} d'acétylène et autant d'oxygène; 150^{kg} d'acier ont été rapportés sur les corrosions.

Le travail est revenu à environ 400^{fr} par foyer; le même travail, exécuté

plus récemment sur le vapeur *Sirius*, de la Compagnie des Vapeurs de Charge, est revenu à 800^{fr} pour un seul foyer, mais la bande de corrosions avait 20^{cm} de largeur; la surface totale des deux bandes de corrosions était de 0^{m²}, 800. Ce travail revient donc à environ 1000^{fr} pour une surface de corrosions de 1^{m²}, d'après le tarif employé à Marseille pour l'établissement des factures.

Corrosions intérieures. — On rencontre assez souvent dans les foyers des corrosions intérieures situées un peu au-dessus du plan de la grille et qui paraissent dues à l'action de certains charbons de mauvaise qualité, notamment de charbons sulfureux. Ces corrosions se réparent comme les précédentes; le travail, pouvant être fait par l'intérieur du foyer, est plus facile. Quand ces corrosions recouvrent une surface étendue, on peut trouver intérêt à changer toute une partie du foyer, comme il sera indiqué plus loin.

Crevasses. — Les fentes et crevasses constituent l'avarie la plus fréquente des foyers; il en existe sur toutes les chaudières ayant un certain temps de service. Du 1^{er} mars 1906 au 31 décembre 1907, il a été réparé près de 1000 crevasses de foyers à Marseille, sur 80 navires différents. Les crevasses se produisent aussi bien sur les foyers lisses que sur les foyers ondulés ou nervurés; elles sont particulièrement fréquentes sur les foyers munis d'un système d'insufflation d'air dans les cendriers, tel que le système Howden; l'activité de la combustion qui résulte de cette insufflation d'air a pour résultat de surchauffer localement la tôle du foyer, immédiatement au-dessus de la couche de charbon, dans la même région que celle où se produisent le plus souvent les corrosions. Le métal éprouve alors à cet endroit une dilatation plus forte que dans le reste du foyer, et il en résulte des fentes qui s'amorcent du côté en contact avec l'eau et traversent peu à peu toute l'épaisseur. On observe ces fentes sur des foyers ayant à peine 6 ans de service et elles sont quelquefois très nombreuses. A titre d'exemple, sur le paquebot *Eugène-Pereire*, de la Compagnie générale transatlantique, on a réparé par soudure :

En mars 1906.....	72 crevasses
En mars 1907.....	55 »
En octobre 1907.....	57 »

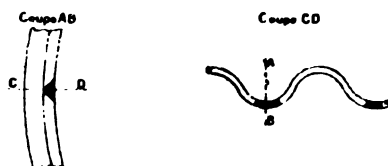
Sur le paquebot *Ville-d'Oran*, de la même Compagnie :

En avril 1906.....	89 crevasses
En mars 1907.....	24 »
En novembre 1907.....	55 »

Ces deux navires sont munis de tirage Howden; les crevasses se produisent de préférence sur les ondulations intérieures, comme l'indique la figure 3. Il y a lieu de noter qu'en plusieurs endroits, où il existait des crevasses rapprochées les unes des autres, on a déconpé et soudé une pièce. Avant de faire entreprendre ces réparations, la Compagnie se contentait de mater les cre-

vasses et de placer sur les plus grandes quelques goujons pour les empêcher de s'agrandir et pouvoir les étancher; mais cela n'était que provisoire et la multiplication des crevasses rendait indispensable le changement des foyers.

Fig. 3.



Ce changement a pu être évité, et maintenant la Compagnie fait procéder environ tous les 6 mois à une réparation qui, moyennant un arrêt du navire de 6 à 8 jours et une dépense de 1000^{fr} à 1500^{fr}, permet d'entretenir les foyers en parfait état. Il y a lieu de remarquer que, au cours de l'exécution de ce travail, on constate l'existence d'un nombre de crevasses très supérieur à celui qui avait été signalé; ceci résulte de ce que ces crevasses s'amorcent par l'extérieur du foyer; en chauffant la tôle avec le chalumeau, la dilatation achève de faire traverser celles qui n'étaient pas encore visibles à l'intérieur. Pour l'exécution de ce travail, on ouvre d'abord largement les crevasses en V, au moyen du chalumeau à couper, et ensuite on les soude en rapportant de la matière avec du fil d'acier extra-doux.

Avant l'emploi de ce système de réparation, quand les crevasses avaient une certaine longueur, on les recouvrait par une pièce rivée (*fig. 4*); les

Fig. 4.

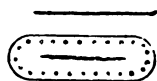


Fig. 5.

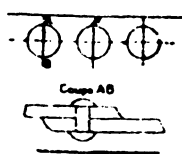


Fig. 6.



pièces rivées ainsi placées dans les foyers ont une très mauvaise tenue; en général, elles fuient 6 mois après leur mise en place. Quand on rencontre des pièces de ce genre dans les chaudières, le mieux est de les enlever, de souder la crevasse et de boucher également par soudure les trous de rivets.

On peut rencontrer des crevasses dans toutes les positions; les plus fréquentes en dehors de celles dont nous venons de parler sont :

1° Les criques partant de trous rivets (*fig. 5*) et allant jusqu'au bord de la pince. Leur réparation ne présente aucune difficulté.

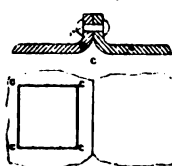
2° Des crevasses verticales qui se produisent dans les foyers à nervures (*fig. 6*), au fond des nervures; la réparation en est assez difficile, à cause de leur emplacement, et aussi à cause de l'épaisseur de ces nervures, qui atteint quelquefois 30^{mm}. Il convient alors, pour faciliter le travail, de

chauffer la nervure avec un chalumeau par l'intérieur de la chaudière, pendant que l'on soude par l'intérieur du foyer.

3° Des crevasses verticales (*fig. 1*) dans les foyers lisses en tronçons, verticalement. Il y a lieu de remarquer (*fig. 7*) qu'après avoir soudé ces crevasses, il est nécessaire de reprendre les rivets *z* qui assemblent les deux tronçons; ceci présente quelquefois de grandes difficultés, à cause du rapprochement des foyers; on est alors conduit à ouvrir une porte dans la paroi du foyer pour avoir accès à ces rivets; après les avoir repris, on ferme cette porte au moyen d'une pièce soudée. Cette opération a été faite plusieurs fois à Marseille.

4° Sur tous les systèmes de foyers, on rencontre des cassures très fréquentes en D (*fig. 1*) sur l'arrondi de la pince, ou oreille, par laquelle le foyer se fixe sur la plaque à tubes; c'est cette partie qui supporte tout l'effort de dilatation du foyer et elle fatigue énormément. La réparation de ces cas-

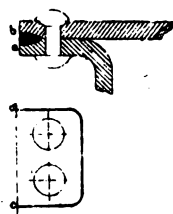
Fig. 7.



sures ne présente rien de particulier; mais cette partie du foyer a fréquemment d'autres avaries résultant de corrosions ou d'usure par matage, et l'on est souvent conduit, au lieu de se contenter de souder la crevasse, à découper tout le morceau mauvais et à souder une pièce le remplaçant; cette solution s'impose en particulier sur les anciennes chaudières où des crevasses de ce genre ont été recouvertes par une pièce rivée; la tôle du foyer est alors découpée par une multitude de trous de rivets, et souvent rongée par les fuites qui se produisent sans cesse avec ces pièces rivées.

Réparation des pinces rivées. — Les extrémités rivées des foyers fatiguent beaucoup par suite des dilatations; il en résulte des fuites qui rongent la tôle

Fig. 8.

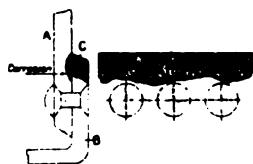


et obligent à reprendre le matage; chaque matage use la pince de la tôle de 2^{mm}, et, après plusieurs matages successifs, la pince est complètement usée et l'on ne peut plus mater sans attaquer les rivets.

A l'extrémité du foyer en E (*fig. 1*) la tôle *a* de la façade et la tôle *b* du foyer (*fig. 8*) ont même longueur de pince et sont également usées par les corrosions et le matage. Quand on constate des corrosions dans la tôle *a*, le mieux est de couper un morceau CC de la tôle du foyer, pour pouvoir réparer convenablement cette tôle *a*. Après on soude une pièce neuve CC.

A l'autre extrémité du foyer, sur la pince d'attache sur la boîte à feu, les avaries se produisent le plus souvent sur la partie F (*fig. 1*) et se présentent de la façon indiquée figure 9. La tôle A de la boîte à feu est fréquemment

Fig. 9.



rongée par les fuites; la pince de la tôle B du foyer est réduite en largeur par les matages; on répare d'abord les corrosions de la tôle A, ensuite on ajoute de la matière à la tôle B pour reconstituer la pince C à sa largeur primitive, en ayant soin de ne pas souder avec la tôle A, ce qui donnerait un très mauvais résultat. Puis on enlève les rivets qui ont été ébranlés par cette opération, on fait le portage de la pince C reconstituée, en s'aidant du chalumeau pour la chauffer à température voulue, on remet les rivets et on fait le matage. On peut se dispenser de changer les rivets quand il n'y a eu à rapporter de la matière que sur une petite largeur, et par conséquent à une plus grande distance des rivets, qui alors n'ont pas été trop chauffés et peuvent être simplement resserrés.

Soudure de pièces. — La soudure de pièces est relativement facile dans les foyers, parce que leur forme circulaire se prête aux effets de la dilatation et de la contraction. S'il s'agit de pièces placées près des extrémités, à proximité des rivets, il est toutefois utile de commencer par enlever un certain nombre de rivets pour faciliter les effets de dilatation et contraction.

On a fréquemment à souder des pièces dans des foyers pour remplacer des parties où les corrosions ont une grande étendue, des endroits où il y a

Fig. 10.



plusieurs crevasses rapprochées, et enfin aux pinces d'attache sur la boîte à feu, comme il a été expliqué précédemment.

Dans certains cas, par suite d'une usure générale, on a eu à remplacer toute la partie basse du foyer HHH, plan I, sur toute la longueur; on a rapporté une pièce demi-cylindrique allant de bout en bout et réunie à la partie

supérieure du foyer par deux soudures longitudinales. Ce travail a été fait à Marseille sur plusieurs navires. Dans le cas où l'on a à souder une pièce sur un foyer à nervures renforcées, après avoir façonné la pièce au moyen d'un morceau de tôle, on rapporte de la matière en AA (*fig. 10*), pour constituer des nervures pouvant bien se raccorder avec celles qui existent sur le foyer.

Changement des foyers. — Malgré toutes les réparations qui peuvent être faites par la soudure autogène, les foyers arrivent à un degré d'usure générale qui peut nécessiter leur changement complet. Dans ces dernières années, on a adopté un dispositif qui permet de sortir les foyers après les avoir dérivés, et d'introduire de nouveaux foyers complets qu'il suffit de river à leur place. Mais la plus grande partie des chaudières en service ont des foyers disposés comme l'indique la figure 1, c'est-à-dire avec la pince d'attache intérieure à la boîte à feu; il est évident qu'un tel foyer ne peut pas être sorti de la chaudière sans avoir été d'abord découpé, et qu'il est impossible d'introduire un nouveau foyer complet. On est alors obligé de modifier complètement la disposition du nouveau foyer, ce qui présente des difficultés et conduit à des solutions peu satisfaisantes, parce qu'on est obligé de faire ce **nouveau foyer en plusieurs morceaux**, réunis par des rivets, qui sont exposés au feu.

La soudure permet de **résoudre la question** d'une façon très élégante s'il s'agit d'un foyer lisse; on découpe l'ancien foyer avec le chalumeau à couper; on prépare un nouveau foyer en **trois ou quatre** morceaux pouvant être facilement introduits à leur emplacement; **après avoir** boulonné ces morceaux à leur place, on les soude entre eux et l'on **reconstitue** ainsi un nouveau foyer identique au précédent comme dimensions **et qui présente** sur lui l'avantage de ne plus comporter aucun joint rivé. Si l'on **trouve de** suite en magasin des tôles de qualité et de dimensions convenables, l'**opération** complète peut être faite en 8 jours. Plusieurs foyers ont été ainsi changés sur le paquebot *Yang-Tsé*, des Messageries maritimes.

Il existe aussi beaucoup de chaudières ayant des foyers ondulés d'un dispositif analogue; la difficulté du changement est alors accrue par ce fait que le diamètre extérieur des ondulations est plus grand que le diamètre d'entrée du foyer dans la chaudière. Avec le coupage et la soudure cela devient très simple; on coupe sur la façade de la chaudière un morceau de dimensions suffisantes pour laisser passer les ondulations; d'autre part, sur le foyer ondulé, livré complet par les fabricants spécialistes, on coupe un morceau comprenant la pince d'attache supérieure sur la boîte à feu; pour plus de facilité de mise en place, ce morceau peut être même sectionné en deux; après l'avoir boulonné à son emplacement sur la boîte à feu, on introduit le corps du foyer, on le soude avec ce morceau portant la pince, puis on soude le morceau coupé sur la façade de la chaudière, et tout se trouve remis dans l'état primitif. Ce travail a été exécuté à Marseille sur le vapeur grec *Tri-coupis*. Cette méthode de changements de foyers est très intéressante et sera

adoptée toutes les fois qu'elle sera proposée, en raison des graves inconvénients que présentent les dispositifs en usage actuellement pour changer les foyers, dont la pince d'attache est intérieure à la boîte à feu.

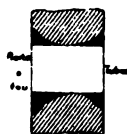
Boîtes à feu.

Les boîtes à feu sont sujettes aux mêmes avaries, corrosions et crevasses, que les foyers; les corrosions sont presque toujours sur la surface en contact avec l'eau, et constituent plutôt une usure générale que des corrosions localisées comme on les rencontre souvent sur les foyers. Il y a lieu de remarquer que ces corrosions ne peuvent pas être réparées par l'intérieur de la chaudière, à cause de la présence des armatures et des entretoises, et aussi parce qu'il n'y a qu'un espace très restreint soit entre les différentes boîtes à feu d'une même chaudière, soit entre ces boîtes à feu et l'enveloppe. Aussi leur réparation entraîne-t-elle presque toujours la mise en place de pièces soudées; la soudure de ces pièces est plus difficile que dans les foyers, parce que les parois de la boîte à feu sont planes ou à faible courbure; elles se prêtent par conséquent moins bien aux effets de la dilatation et de la contraction. Plusieurs fois, en soudant des grandes pièces sur les parois verticales, on a été obligé de faire simultanément les deux soudures verticales; en les faisant successivement, l'une cassait pendant que l'on faisait l'autre.

A titre d'exemple de réparation de boîte à feu, on a exécuté en juin 1906, sur les boîtes à feu centrales des quatre chaudières du paquebot *Marsa*, de la Compagnie de Navigation mixte, un travail consistant à changer (*fig. 1*) un morceau P au fond, un morceau Q de la tôle inférieure, et deux morceaux R et S sur les attaches du foyer, chacun de ces morceaux ayant environ 0^m,50 de largeur sur 1^m de développement.

Plaques à tubes. — Les plaques à tubes dans les boîtes à feu ont souvent des corrosions provenant de fuites aux tubes, corrosions qui se présentent

Fig. 11.



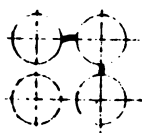
en général comme l'indique la figure 11; elles existent souvent des deux côtés de la plaque, plus prononcées du côté boîte à feu. Quand ces corrosions ont atteint une certaine importance, il devient impossible d'assurer la tenue des tubes, et, ainsi qu'il a été indiqué précédemment, ce défaut, irréparable par tout autre procédé que la soudure, a plusieurs fois motivé la condamnation de chaudières dont les autres parties étaient en bon état.

La réparation de ces corrosions ne présente pas grande difficulté; il faut

seulement faire attention à ce qu'il s'établisse un courant d'air, à travers les différents trous de la plaque, qui la refroidit beaucoup, et il est utile, en soudant, de disposer un écran en tôle mince pour boucher ces trous.

Il se produit souvent dans les plaques à tubes des fentes allant d'un tube à l'autre (fig. 12); ces fentes sont difficiles à souder, parce qu'elles existent

Fig. 12.



à l'endroit où la largeur de la tôle pleine est la plus petite; tout l'effet de la contraction se reporte sur cette ligne, et la soudure se casse souvent au refroidissement. Ces fentes sont en général peu nombreuses, et, si la soudure ne tient pas, on les répare au moyen de plaques goujonnées.

Enveloppes et façades.

Les principales avaries des enveloppes et façades de chaudières sont les corrosions et les fentes. Il y a peu de chose à dire des fentes qui ne sont en général que des criques allant d'un trou de rivet au bord de la pince, comme il a été signalé pour les foyers; s'il existait des fentes, en pleine tôle, cela serait une preuve que la tôle est de mauvaise qualité, et il serait dangereux de la réparer par soudure, surtout dans l'enveloppe. En effet, dans les foyers le métal travaille à la compression, ce qui est très favorable à la bonne tenue de la soudure; dans l'enveloppe il travaille à la traction, et même à la flexion parce que la partie basse s'échauffe toujours moins que la partie haute, ce qui produit une dilatation inégale. Une soudure faite dans l'enveloppe est pour cette raison dans de mauvaises conditions de résistance, et il convient d'être prudent à cet égard, si l'on a quelques doutes sur la qualité de la tôle.

Corrosions intérieures. — Les corrosions intérieures se produisent surtout

Fig. 13.

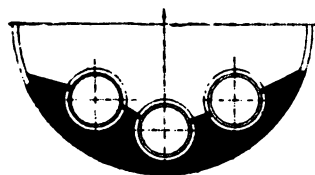


dans la partie basse, sous l'action des sels qui se déposent quand la chaudière est mal entretenue. On les rencontre de préférence à la partie basse des façades avant et arrière en S et T (fig. 1). Ainsi, en faisant la réparation des boîtes à feu de la *Marsa*, dont il a été question ci-dessus, on constata

que la façade arrière était profondément rongée en T (*fig. 1*), ainsi que l'indique la figure 13, et cela sur plus de 1^m de développement. A certains endroits il ne restait que 2^{mm} à 3^{mm} de tôle saine. Ce travail de réparation de corrosions intérieures aux parties basses des façades a été fait sur un grand nombre de navires, surtout sur la façade avant, où la visite de la chaudière permet de les constater. Il existe des corrosions de ce genre sur toutes les chaudières mal entretenues.

Corrosions extérieures. — Les corrosions extérieures résultent soit de fuites, soit de l'action des eaux de la cale ou des cendres mouillées qui s'attachent à la chaudière. Les corrosions dues aux fuites se produisent à toutes les coutures, de préférence à la partie basse de l'enveloppe qui fatigue davantage. Le travail est le même que celui indiqué figure 9 pour les pinces d'attache des foyers sur la boîte à feu. Il y a corrosions sur une tôle, et usure par corrosions ou matage sur l'autre. L'humidité de la cale, les fuites qui se produisent aux trous d'homme ou robinets placés sur la façade avant de la chaudière, les poussières de charbon ou les cendres qui s'attachent sur la tôle et y entretiennent l'humidité, déterminent fréquemment des corrosions sur la partie basse de l'enveloppe, de préférence près de la façade avant, en F (*fig. 1*), et sur toute la partie basse de cette façade, spécialement à l'arrondi G du bord tombé. Sur l'enveloppe il faut de préférence réparer ces corrosions par apport de matière et éviter de souder une pièce.

Fig. 14.



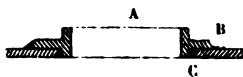
Sur la façade, si les corrosions ont une grande étendue, on peut être conduit à changer un morceau important. Il convient alors de changer toute la partie basse, comme l'indique la figure 14. Les deux parties sont fortement reliées par les foyers et les soudures n'ont qu'une faible longueur. Ce travail a été exécuté en mars 1907 sur deux chaudières du vapeur *Isly*, de la Compagnie de Navigation mixte, et sur le vapeur *Oasis*, de la même Compagnie.

Corrosions aux portes et trous d'homme. — Les joints des portes de visite et des trous d'homme des chaudières fuient très souvent, et il en résulte des corrosions qui finissent par rendre impossible la confection d'un joint étanche.

Cette avarie est facile à réparer par soudure et il n'y a pas une seule chaudière un peu ancienne où il n'y ait lieu de faire des réparations de ce genre.

Quand les corrosions sont très prononcées, on peut rapporter, comme

Fig. 15.



l'indique la figure 15, une pièce A, soudée en B et en C. Le joint de la porte se fait sur la surface DE

Réparations générales de chaudières.

Comme il a été indiqué précédemment, la soudure autogène permet, par une réparation d'ensemble, de prolonger de quelques années la durée de chaudières parvenues au degré d'usure où l'on a été jusqu'ici obligé de les changer, et d'éviter leur remplacement sur des navires qui sont anciens et n'ont plus que quelques années à naviguer.

Des réparations de ce genre ont été exécutées à Marseille sur différents navires, notamment sur les paquebots *Memphis*, *Yang-Tsé*, *Congo*, de la Compagnie des Messageries maritimes. Le travail a été exécuté par parties successives, en profitant des séjours de ces navires à Marseille et sans les détourner des services réguliers auxquels ils étaient affectés. On a successivement enlevé toutes les pièces rivées qui existaient dans les foyers et les boîtes à feu; pour celles d'entre elles qui recouvraient des fentes de foyers, on a soudé les fentes et bouché les trous de rivets; d'autres ont été remplacées par des pièces soudées, en particulier celles qui doublaient des parties usées par corrosion, ou des cassures aux oreilles de fixation des foyers sur la boîte à feu; les corrosions localisées ont été réparées par apport de matière; sur le *Yang-Tsé* on a changé complètement trois foyers, par le procédé indiqué précédemment. Sur chacun de ces navires la dépense pour les travaux de soudure s'est élevée à 25000^{fr} et 30000^{fr}, et l'on a pu, sans immobilisation spéciale, éviter le changement des chaudières qui était déjà décidé pour le *Yang-Tsé* et se serait imposé à bref délai pour le *Memphis* et le *Congo*.

Réparations des navires.

Les emplois de la soudure autogène sont beaucoup plus restreints pour les réparations des navires que pour celles des chaudières. Ils consistent principalement en une série de petits travaux de détail, analogues à ceux que l'on exécute dans les ateliers de chaudronnerie et qui ne demandent pas des ouvriers très exercés. Il suffira donc de donner quelques indications géné-

rales. Il convient tout d'abord de remarquer que les matériaux employés à la construction des navires sont de qualité très inférieure à ceux employés dans les chaudières, et, par conséquent, bien des travaux que l'on exécute sur les chaudières ne réussissent pas sur ces matériaux; ainsi il est à peu près impossible de souder une tôle du bordé extérieur d'un navire, quand les deux morceaux sont tenus en place par des rivets; il est également inutile d'essayer de souder une pièce au milieu d'une tôle. La soudure des membrures, qui se rencontrent assez fréquemment, ne réussit pas toujours, si ces membrures ne sont pas rendues libres sur une grande longueur. Il convient donc de ne tenter ces opérations qu'avec prudence; le résultat dépendra uniquement de la qualité du métal que l'on rencontrera.

Il y a par contre des petits travaux que l'on a très fréquemment l'occasion d'exécuter, par exemple réparer des corrosions à la coque, rapporter de la matière à des pinces de tôles rongées, ce qui se présente assez souvent sur les tôles fixées à l'étambot, ou à l'étrave, rapporter de la matière aux aiguillots du gouvernail, réparer toutes sortes de ferrures, etc. Dans les travaux de réparations à la suite d'un échouage ou d'un abordage, la soudure permet de conserver un certain nombre de tôles qui ont pu être redressées et qui ont seulement des cassures peu importantes, en général aux trous de rivets. En fait, dans une réparation de navire d'une certaine durée, on a presque constamment besoin d'un ouvrier soudeur pour toutes ces petites réparations, mais il est rare qu'il y ait assez de travail pour en utiliser deux.

Étraves et étambots. — La soudure autogène peut permettre de réparer les étraves et les étambots cassés. Pour les étraves dont l'épaisseur est toujours relativement faible, le travail ne présente aucune difficulté; on fait à l'emplacement de la cassure une entaille de chaque côté, le fond des deux entailles se rejoignant au milieu de l'épaisseur, et l'on soude simultanément des deux côtés avec des chalumeaux de 1000^l et 1500^l en rapportant le métal par couches successives. On peut ainsi souder une étrave en 4 heures environ avec quatre ouvriers qui se remplacent deux à deux toutes les 20 minutes. Il est rare qu'une étrave brisée puisse être ainsi directement réparée, sans qu'un morceau soit changé, parce qu'elle est presque toujours tordue; mais, quand on change un morceau, il y a intérêt à utiliser la soudure, qui donne une solidité beaucoup plus grande que les écarts rivés habituellement employés.

La soudure des étambots présente plus de difficultés en raison de leurs dimensions; cette soudure a été exécutée à Marseille en mars 1907 sur le vapeur *Gaulois*; l'étambot, qui avait 11^{cm} de largeur sur 22^{cm} de hauteur, a été soudé en 8 heures; le travail, qui est revenu à 1250^{fr}, a économisé à l'armateur une dépense de 15000^{fr} et trois semaines d'immobilisation de son navire.

Un deuxième travail de ce genre a été exécuté en juillet 1907 sur l'étambot

du vapeur *Adelfois* à deux endroits différents où il y avait 24^{cm} d'épaisseur sur 33^{cm} de hauteur; l'étambot avait été démonté et le travail fut exécuté dans un atelier à l'aide d'un feu de forge. Enfin, à plusieurs reprises, on a réparé des criques superficielles ou des corrosions, au bassin, sur des étambots de dimensions analogues.

Découpage et dérivetage. — Le découpage et le dérivetage sont d'un emploi continu dans les réparations de navires, à la suite d'échouages ou de collisions. Il y a alors un grand nombre de tôles, de membrures ou d'autres pièces de la coque à démonter et changer, et en coupant au chalumeau, au lieu de dériver comme on le fait d'habitude, on peut économiser un temps considérable. Dans le cas d'avaries d'étraves et d'étambots, le coupage rend les plus grands services; il suffit en effet de 4 minutes pour couper une étrave, et de 10 minutes pour couper un étambot des plus fortes dimensions; on peut, en outre, s'il doit être rapporté une nouvelle pièce tenue par des écarts, tailler ces écarts au chalumeau, ce qui fait encore gagner beaucoup de temps; ce travail a été fait plusieurs fois à Marseille; on arrive à tailler ces écarts avec une assez grande précision, de façon à ne plus laisser qu'une petite quantité de matière à enlever au burin, pour bien dresser la surface.

Le chalumeau coupeur peut aussi être employé pour brûler les têtes de rivets que l'on chasse ensuite au poinçon; mais il ne doit être employé à ce travail que quand les tôles tenues par ces rivets ne doivent plus servir, parce qu'en général elles sont aussi attaquées par le jet d'oxygène. Quand on veut dériver des tôles qui doivent être de nouveau utilisées, il vaut mieux opérer de la façon suivante : on se sert d'un chalumeau ordinaire pour souder; on met dans la flamme d'abord un très léger excès d'oxygène jusqu'à ce que la tête du rivet soit rouge; alors on force la pression d'oxygène, la flamme devient fortement oxydante et la tête du rivet brûle très rapidement. En opérant ainsi il est très facile à l'ouvrier de ne pas abîmer la tôle. Il faut environ 30 secondes, avec un chalumeau d'un débit de 600^l, pour brûler la tête d'un rivet de dimensions ordinaires.

La soudure autogène est une industrie essentiellement française; c'est en particulier en France qu'ont été inventés les procédés de l'acétylène dissous, et le chalumeau à basse pression Fouché, utilisés maintenant dans tous les pays du monde. C'est également à la France que les pays étrangers s'adressent pour s'instruire dans l'emploi de la soudure pour les travaux de réparations de navires et de chaudières, emploi dont ils purent constater les bons résultats par les navires réparés à Marseille. C'est ainsi que la Société l'Acétylène dissous du Sud-Est a d'abord été appelée à fonder à Anvers, avec le concours d'ingénieurs belges, MM. Champy frères, la Société La Soudure autogène, qui crée actuellement une société filiale en Hollande. Des ingénieurs allemands, autrichiens et suédois sont venus étudier la question sur place à Marseille; une installation de réparation commence à fonctionner à Hambourg

avec le concours d'ouvriers embauchés à Marseille; d'autres sont en organisation à Barcelone, en Russie, Suède et Roumanie; une importante société est en voie de formation en Angleterre avec le concours de l'Acétylène dissous de Marseille et de la Soudure autogène d'Anvers; enfin des constructeurs des États-Unis et de la République Argentine ont également demandé à recevoir les renseignements nécessaires pour être à même d'exécuter les mêmes travaux qu'à Marseille.



RÉSUMÉ ET APPLICATIONS
DE LA
THÉORIE DU CHOC,

PAR LE COMTE DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

SOMMAIRE.

I. Résumé de la théorie. -- Généralités, vitesse commune, pressions, phases, vitesse, périodes. Équations du choc, quantité de mouvement, énergie. Formules du choc dans le cas de deux et de trois corps. Tableaux récapitulatifs. Choc par traction, observation.

II. Applications de la théorie. — Pressions statique et dynamique. Expérience de physique. Choc d'un mouton sur un pieu, effets statiques et dynamiques, résultats numériques, limite élastique, superposition de deux chocs simples. Choc de trois corps, résultats numériques.

I. — RÉSUMÉ DE LA THÉORIE.

Nous commencerons par rappeler les principaux résultats de la théorie du choc.

Généralités. — Considérons un marteau et une enclume, tous deux cylindriques et en métal homogène; appelons :

$v_0 > v'_0$ leurs vitesses;

$E - E'$ leurs coefficients d'élasticité ⁽¹⁾;

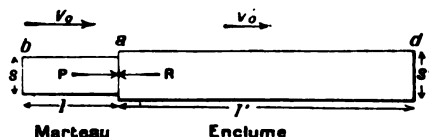
$d - d'$ leurs densités.

⁽¹⁾ Comme première approximation, on peut admettre que ces coefficients, ainsi que les densités, ne changent pas de valeur avec l'écrasement.

Lorsque l'avant du marteau rencontre l'arrière de l'enclume, comme leurs vitesses ne sont pas les mêmes, il se produit un choc qui a les résultats suivants :

Vitesse commune. — Les parties en contact prennent brusquement la

Fig. 1.



même vitesse u , qui est forcément comprise entre les deux vitesses qu'elles avaient précédemment :

$$v_0 > u > v'_0.$$

Pressions. — Le choc développe, au contact, des pressions, et, par suite, des impulsions égales et contraires,

$$P = -R, \quad P dt = -R dt,$$

qui ont pour résultat, dans tous les cas :

- a. De mettre la matière en tension, $p = \frac{P}{s}$;
- b. De la déformer, $a = \frac{P}{E}$, $b = \sigma \frac{P}{E}$;
- c. De lui communiquer une vitesse de translation, w ;

et si la limite de l'élasticité est dépassée :

- d. De l'écrourir, ce qui relève la limite élastique;
- e. Et de l'échauffer.

Phases. — Le phénomène présente plusieurs phases suivant l'intensité des efforts développés au contact :

- a. Lorsque la tension est inférieure à la limite élastique

$$p < p^e,$$

les déformations et les autres effets du choc sont simples; ils sont proportionnels à la pression et ils disparaissent lorsque la cause qui les a produits cesse de se faire sentir; le phénomène élastique est réversible.

- b. Lorsque la tension dépasse la limite élastique

$$p > p^e,$$

les effets du choc deviennent plus compliqués; ils sont en partie réversibles

et en partie permanents. La matière s'échauffe et sa limite élastique p^e s'élève jusqu'à la limite supérieure atteinte par la pression.

c. Les courbes de déformation montrent qu'il peut y avoir plusieurs phases successives de déformation permanente, caractérisées chacune par un coefficient analogue au coefficient d'élasticité ⁽¹⁾. Ces coefficients ont des valeurs de plus en plus faibles pour la même température,

$$E > E^1 > E^2;$$

ils varient d'ailleurs avec la température et atteignent une valeur maxima. Le maximum correspond pour l'acier à 250° environ et pour le cuivre à 15° environ.

d. Lorsque la tension est suffisante, la matière ne pouvant plus résister, se sépare en plusieurs parties et les phases déformantes sont suivies d'une phase de rupture.

Le marteau et l'enclume ayant des sections et des coefficients d'élasticité différents, leurs déformations, au même moment, n'appartiennent pas forcément à la même phase.

Vélocité. — Les effets du choc mettent un certain temps à se propager de part et d'autre du point d'impact; la vitesse de propagation ou vélocité varie avec la phase du phénomène

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}, \quad V^1 = \sqrt{\frac{gE^1}{d}}, \quad V^2 = \sqrt{\frac{gE^2}{d}};$$

comme les coefficients d'élasticité, ces vélocités ont des valeurs de plus en plus faibles pour la même température,

$$V > V^1 > V^2.$$

Les masses impressionnées par le choc, dans l'unité de temps,

$$\mu = \frac{dm}{dt} = \frac{sVd}{g}, \quad \mu^1 = \frac{dm^1}{dt} = \frac{sV^1d}{g}, \quad \mu^2 = \frac{dm^2}{dt} = \frac{sV^2d}{g},$$

vont également en diminuant dans les différentes phases, tandis que les accourcissements augmentent pour la même variation de tension,

$$\mu > \mu^1 > \mu^2 \quad \text{et} \quad \frac{dp}{E} < \frac{dp}{E^1} < \frac{dp}{E^2};$$

la matière fatigue davantage, puisqu'une masse moindre doit absorber plus de travail, ce qui explique qu'il se produise un dégagement de chaleur.

⁽¹⁾ Comme première approximation, on peut supposer ces coefficients indépendants de la vitesse de déformation et adopter les valeurs déterminées par des essais statiques.

Périodes. — Si le phénomène est élastique, dès que la compression atteint l'extrémité, b , du marteau, la matière se détend vers la gauche et revient progressivement à son état normal; il faut donc distinguer deux périodes :

- a.* La période de compression;
- b.* La période de détente.

Toutes deux ont la même durée,

$$\Delta t = \frac{l}{V}.$$

Le choc est terminé après ces deux périodes dans le cas où

$$\mu < \mu' \quad \text{ou} \quad \mu = \mu';$$

au contraire, dans le cas où

$$\mu > \mu',$$

le premier choc est suivi de plusieurs autres, dont l'intensité va en diminuant.

Si la limite élastique est dépassée, la compression se décompose en plusieurs parties,

$$p = p^0 + p^1 + p^2 + \dots,$$

dont les effets se superposent et se propagent chacun avec la vitesse de sa phase, en parcourant des longueurs d'autant moindres que le numéro de la phase est plus élevé,

$$V \Delta t > V^1 \Delta t > V^2 \Delta t > \dots$$

en sorte que les effets élastiques devancent les autres. Quant à la détente, elle n'a pas lieu pour les déformations permanentes, mais seulement pour la partie élastique des déformations de la matière plus ou moins écrasée, et cette détente se propage toujours avec la vitesse élastique.

On voit que les deux périodes sont dans des conditions fort différentes au point de vue de la propagation de leurs effets.

Le choc déformant peut être considéré comme résultant de la superposition de plusieurs phénomènes simultanés, un choc élastique et un ou plusieurs chocs déformants.

Équations du choc. — Les principes de la Mécanique rationnelle appliqués au choc, en tenant compte de l'élasticité de la matière, permettent d'établir les équations du phénomène.

Quantité de mouvement. — Le choc ne donnant lieu qu'à des forces intérieures, la quantité de mouvement du système reste invariable pendant toute sa durée, et la vitesse du centre de gravité est constante; mais la quantité de

mouvement du marteau diminue progressivement et celle de l'enclume augmente d'autant, puisque les impulsions retardatrices et accélératrices sont égales. Il en résulte que, pendant le choc, la quantité de mouvement du marteau passe dans l'enclume en partie ou en totalité, et même, lorsqu'il y a rebondissement, la quantité de mouvement du marteau, après le choc, étant négative, celle de l'enclume augmente de la somme des valeurs absolues des quantités de mouvement du marteau, avant et après le choc.

En égalant les impulsions de la pression mutuelle du marteau et de l'enclume aux variations de leurs quantités de mouvement projetées sur la direction des forces, on obtient les équations doubles suivantes qui permettent de calculer les résultats du choc.

A. Dans le cas du *choc élastique* il vient

$$P dt = dm(v_0 - u) = dm'(u - v'_0) \quad \text{ou} \quad P = \mu(v_0 - u) = \mu'(u - v'_0);$$

connaissant v_0 et v'_0 , on peut calculer les valeurs de P et de u .

En supposant, pour simplifier, que l'enclume est au repos avant le choc, $v'_0 = 0$, les équations deviennent

$$P = \mu(v_0 - u) = \mu' u$$

et, lorsque le choc correspond à la limite élastique de l'enclume,

$$(1) \quad P^e = \mu(v_0^e - u^e) = \mu' u^e;$$

ces équations permettent de calculer la vitesse initiale v_0^e et la vitesse commune $u^e = w'^e$, connaissant $P^e = p'^e \times s'$.

B. Dans le cas du *choc déformant*, le théorème de l'égalité des impulsions et des variations de la quantité de mouvement est encore applicable, bien qu'il se dégage de la chaleur; on sait, en effet, que les mouvements thermiques, dits *mouvements stationnaires*, sont tels que les quantités de mouvement projetées s'annulent d'elles-mêmes.

Si la limite élastique de l'enclume seule est dépassée, autrement dit si

$$P^e > P = P^e + P^i \quad \text{et si} \quad v_0^e > v_0 = v_0^e + v^i,$$

on peut écrire, en appliquant le théorème des quantités de mouvement,

$$(2) \quad P = \mu(v_0 - u) = \mu^i \times u + (\mu' - \mu^i) w'^e,$$

équations qui permettent de calculer P et u , connaissant v_0 et $w'^e = u^e$ qui sont fournis par l'équation (1).

D'autre part, on peut considérer le phénomène comme résultant de la superposition du choc correspondant à la limite élastique de l'enclume, pour

lequel la vitesse initiale et la pression mutuelle sont

$$v_0^{e'} \text{ et } P^{e'}$$

et d'un choc, correspondant à la première phase déformante de l'enclume et ayant pour vitesse initiale et pour pression mutuelle

$$v_0^{i'} = v_0 - v_0^{e'} \quad \text{et} \quad P^{i'} = P - P^{e'};$$

ce dernier choc donne lieu aux équations suivantes,

$$(3) \quad P^{i'} = \mu(v_0^{i'} - u^{i'}) = \mu^{i'} u^{i'},$$

qui permettent de calculer $P^{i'}$ et $u^{i'}$, connaissant $v_0^{i'} = v_0 - v_0^{e'}$; cette dernière vitesse est fournie par l'équation (1); on calcule ensuite

$$P = P^{e'} + P^{i'} \quad \text{et} \quad u = u^{e'} + u^{i'}.$$

On voit en résumé que, dans tous les cas, le phénomène du choc déformant est représenté par deux systèmes d'équations doubles :

Choc unique.	Chocs superposés.
(1) $P^{e'} = \mu(v_0^{e'} - u^{e'}) = \mu^{e'} u^{e'},$	
(2) $P = \mu(v_0 - u) = \mu^{i'} \times u + (\mu' - \mu^{i'}) u^{e'},$	(3) $P^{i'} = \mu(v_0^{i'} - u^{i'}) = \mu^{i'} u^{i'}.$

La première équation est commune aux deux systèmes qui sont équivalents, car en additionnant les équations (1) et (3) on retrouve l'équation (2),

$$P^{e'} + P^{i'} = \mu[(v_0^{e'} + v_0^{i'}) - (u^{e'} + u^{i'})] = \mu^{e'} u^{e'} + \mu^{i'} u^{i'} = \mu^{i'} (u^{e'} + u^{i'}) + (\mu' - \mu^{i'}) u^{e'},$$

et, comme

$$P^{e'} + P^{i'} = P, \quad v_0^{e'} + v_0^{i'} = v_0, \quad u^{e'} + u^{i'} = u \quad \text{et} \quad u^{e'} = u^{e'},$$

en remplaçant il vient

$$P = \mu(v_0 - u) = \mu^{i'} \times u + (\mu' - \mu^{i'}) u^{e'}.$$

Dans ces conditions, on peut se servir du système d'équations qui paraît le plus convenable pour la facilité des calculs (¹).

Après un choc déformant, lorsque la matière est détendue, le marteau, qui est resté dans les limites élastiques, revient à son état primitif, tandis que l'enclume reste écrouie et échauffée, dans la partie qui a subi une déformation permanente, mais le volume reste sensiblement le même, avec une lon-

(¹) Dans nos études antérieures, nous n'avons parlé que des équations (1) et (2); l'emploi de l'équation (3), plus simple que (2), paraît présenter de sérieux avantages.

gueur moindre et un diamètre plus considérable; quant à la limite élastique, elle est plus élevée par suite de l'écrouissage.

Énergie. — De l'absence de forces extérieures à l'ensemble du marteau et de l'enclume il résulte également que l'énergie totale du système conserve la même valeur pendant le choc; mais, comme pour la quantité de mouvement, une partie de cette énergie passe du marteau dans l'enclume, et de plus cette énergie subit des transformations plus ou moins importantes.

Dans la période de compression du choc élastique, la moitié de la force vive initiale reste à l'état de force vive et l'autre moitié se transforme en travail élastique, toujours prêt à repasser à l'état de force vive par la détente; mais, si les efforts sont assez grands pour produire des déformations permanentes, la matière ne pouvant plus fournir un travail élastique suffisant, une partie de la force vive passe à l'état de chaleur. Dans le premier cas, le théorème des forces vives conduit au même résultat que celui des quantités de mouvement; dans le second cas, le théorème de la conservation de l'énergie permet d'évaluer, par différence, la quantité de chaleur dégagée, et l'on peut écrire pour l'enclume :

$$\begin{array}{ccc} & \text{Force vive.} & \\ \text{Travail total.} & \text{Travail élastique.} & \text{Chaleur.} \\ \hline \Sigma(p's' \times dA') = (P^e a^e + P^{e'} a^{e'}) l \frac{V'}{V} + P^{e'} a^{e'} l \frac{V^{e'}}{V}. \end{array}$$

Formules du choc. — Les équations précédentes permettent de calculer la valeur algébrique des différents éléments du phénomène.

Choc de deux corps. — Les Tableaux suivants donnent les principaux résultats du calcul : le premier pour les premières périodes du choc élastique, le second pour les deux premières phases du choc déformant, en considérant ce dernier comme le résultat de la superposition de deux chocs simples ⁽¹⁾ correspondant l'un à la phase élastique et l'autre à la première phase déformante de l'enclume. Il serait facile d'étendre les formules à un plus grand nombre de périodes et de phases.

Ces Tableaux facilitent les applications numériques, et celles-ci, lorsqu'elles sont convenablement combinées, sont susceptibles d'être vérifiées expérimentalement, ce qui est le meilleur contrôle de la théorie. Nous avons

⁽¹⁾ Dans une étude sur le martelage et le rivetage (*Bulletin de l'Association technique maritime*, session 1905), nous avons donné les formules relatives au choc déformant considéré comme un phénomène unique; elles reviennent au même que celles où l'on dédouble le phénomène, mais elles sont plus compliquées et paraissent moins pratiques.

fait une expérience de ce genre ⁽¹⁾ pour le choc élastique, il serait à désirer qu'on en fit également pour le choc déformant; en donnant par exemple un coup de marteau sur une enclume ayant un diamètre moindre que le marteau et composée d'une matière moins résistante, on pourrait probablement enregistrer à la fois la déformation permanente et l'onde élastique. On pourrait en outre donner successivement plusieurs coups de marteau, on constaterait à chaque fois un allongement de la partie déformée d'une façon permanente.

TABLEAU I.

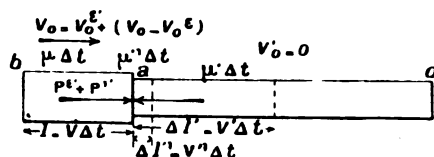
DONNÉES RELATIVES AU CHOC ÉLASTIQUE.

CHOC ÉLASTIQUE $\mu < \mu' < \mu'$	PREMIÈRE PÉRIODE DOUBLE $\Delta_1 t + \Delta_2 t$ dans tous les cas.	DEUXIÈME PÉRIODE DOUBLE $\Delta_3 t + \Delta_4 t$ $\mu > \mu'$
Vitesse initiale.....	v_0	$v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}$
Vitesse commune.....	$u_1 = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}$	$u_3 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} \frac{\mu}{\mu + \mu'}$
Pression mutuelle.....	$P_1 = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$	$P_3 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$
Tension de la matière.....	$p_1 = \frac{P_1}{s} = a_1 E$	$p_3 = \frac{P_3}{s} = a_3 E$
	$p'_1 = \frac{P_1}{s'} = a'_1 E'$	$p'_3 = \frac{P_3}{s'} = a'_3 E'$
Vitesse de translation de la matière.....	$w_1 = p_1 \sqrt{\frac{g}{dE}}$	$w_3 = p_3 \sqrt{\frac{g}{dE}}$
	$w'_1 = p'_1 \sqrt{\frac{g}{d'E'}} = u_1$	$w'_3 = p'_3 \sqrt{\frac{g}{d'E'}} = u_3$
Vélocité des effets du choc..	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}, \quad V' = \sqrt{\frac{gE'}{d'}}$	"
Déplacement du plan d'impact.....	$D_2 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'}$	$D_4 = D_2 + v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}$
Vitesse initiale limite.....	$v_0^* = P' \frac{\mu + \mu'}{\mu \times \mu'}$	"
Observations.....	Si $\mu =$ ou $< \mu'$, le phénomène est terminé après $2 \Delta t$.	Le phénomène continue.

⁽¹⁾ Une expérience de choc (Bulletin de l'Association technique maritime, session de 1906).

DONNÉES RELATIVES AU CHOC DÉFORMANT POUR L'ENCLUME
(PREMIÈRE PHASE).

Fig. 2.



TABEAU II.

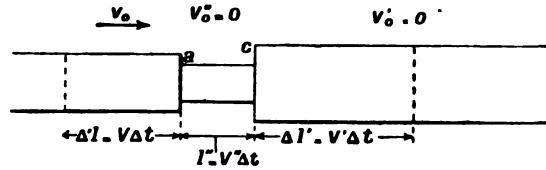
CHOC DÉFORMANT $P^E > P^I > P^{I'}$, $P = P^{I'} + P^I$.	PREMIÈRE PÉRIODE $\Delta_1 t = \Delta_2 t = \frac{l}{V}$.	
	Phase élastique $P^{I'}$.	Phase déformante P^I .
Vitesse initiale.....	$v_0^E = P^I \frac{\mu + \mu'}{\mu \times \mu'}$	$v_0 - v_0^E = v_0^{I'}$
Vitesse commune.....	$u^I = v_0^E \frac{P}{\mu + \mu'}$	$u^I = (v_0 - v_0^E) \frac{\mu}{\mu + \mu'}$
Pression mutuelle.....	$P^I = v_0^E \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$	$P^I = (v_0 - v_0^E) \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$
Tension de la matière.....	$p^I = \frac{P^I}{s} = a^I E$	$p^I = \frac{P^I}{s} = a^I E$
	$p^{I'} = \frac{P^{I'}}{s} = a^{I'} E'$	$p^{I'} = \frac{P^{I'}}{s} = a^{I'} E'$
Vitesse de translation.....	$w^I = p^I \sqrt{\frac{g}{dE}}$	$w^I = p^I \sqrt{\frac{g}{dE}}$
	$w^{I'} = p^{I'} \sqrt{\frac{g}{d'E'}} = u^I$	$w^{I'} = p^{I'} \sqrt{\frac{d'E'}{g}}$
Vélocité des effets du choc.....	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$, $V' = \sqrt{\frac{gE'}{d'}}$	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}} V'$
Déplacement du plan d'impact pendant la phase.....	$D_2^E = 2 u^I \frac{l}{V}$	$D_2^{I'} = 2 u^{I'} \frac{l}{V}$
Les résultats relatifs au phénomène total s'obtiennent en additionnant ceux des deux phases.		

Choc de trois corps. — A la fin de notre étude de 1907 ⁽¹⁾, nous avons traité sommairement le cas d'un rivet appuyé sur un tas de grande longueur et rencontré par un marteau également très long.

⁽¹⁾ *Éléments de la Mécanique du choc* (Bulletin de l'Association technique maritime, session de 1907).

Nous avons montré qu'il se produit, alternativement aux deux extrémités du rivet, une série de chocs dont la succession fait passer une partie de la

Fig. 3.



quantité de mouvement du marteau dans le tas, au travers du rivet dont la tension va en croissant.

Les Tableaux qui suivent donnent les résultats des calculs relatifs à ce phénomène complexe, lorsqu'il reste compris dans les limites de l'élasticité; le premier montre la loi générale que suivent la vitesse relative, la vitesse commune et la pression mutuelle, dans les chocs successifs; le second donne les valeurs des pressions mutuelles dans des cas particuliers.

Rappelons d'abord les notations adoptées :

Marteau	$\mu = \frac{dm}{dt} = \frac{s V d}{g} = s \sqrt{\frac{d E}{g}}$
Rivet	$\mu' = \frac{dm'}{dt} = \frac{s' V' d'}{g} = s' \sqrt{\frac{d' E'}{g}}$
Tas	$\mu'' = \frac{dm''}{dt} = \frac{s'' V'' d''}{g} = s'' \sqrt{\frac{d'' E''}{g}}$

Posons, en outre, pour simplifier les formules,

$$\begin{aligned} \frac{\mu}{\mu + \mu'} &= A, \\ \frac{\mu'}{\mu' + \mu''} &= B, \\ \frac{\mu''}{\mu + \mu''} &= C, \\ \frac{\mu'}{\mu' + \mu''} &= D, \\ \frac{\mu - \mu'}{\mu' + \mu''} &= (1 - 2B) = m, \\ \frac{\mu - \mu''}{\mu + \mu''} &= (1 - 2C) = n, \\ (1 - 2B)(1 - 2C) &= m \times n = p. \end{aligned}$$

Dans le second Tableau, $Q = v_0 \mu''$.

Enfin remarquons que $B \mu' = D \mu''$.

CHOC.		VITESSES RELATIVES v_r		VITESSES COMMUNES v_c		PRESSIONS MUTUELLES. p	
Numéro.	Côté.						
I	a	v_0		$v_0 A$		$v_0 A \mu' = v_0 \mu'' A$	
II	c	$v_0 2 A$		$v_0 A 2 B$		$v_0 B \mu' = v_0 \mu'' A 2 D$	
III	a	$v_0 (1 + 2 A m)$		$v_0 A (1 - 2 C m)$		$v_0 A \mu' = v_0 \mu'' A (1 + 2 A m)$	
IV	c	$v_0 2 A (1 + p)$		$v_0 2 A 2 B (1 - p)$		$v_0 B \mu' = v_0 \mu'' A 2 D (1 + p)$	
V	a	$v_0 [1 + 2 A m (1 + p)]$		$v_0 A [1 - 2 C m (1 + p)]$		$v_0 A \mu' = v_0 \mu'' A [1 + 2 A m (1 + p)]$	
VI	c	$v_0 2 A (1 + p + p^2)$		$v_0 2 A 2 B (1 + p + p^2)$		$v_0 B \mu' = v_0 \mu'' A 2 D (1 + p + p^2)$	
VII	a	$v_0 [1 + 2 A m (1 + p + p^2)]$		$v_0 A [1 - 2 C m (1 + p + p^2)]$		$v_0 A \mu' = v_0 \mu'' A [1 + 2 A m (1 + p + p^2)]$	
VIII	c	$v_0 2 A (1 + p + p^2 + p^3)$		$v_0 2 A 2 B (1 + p + p^2 + p^3)$		$v_0 B \mu' = v_0 \mu'' A 2 D (1 + p + p^2 + p^3)$	
IX	a	$v_0 [1 + 2 A m (1 + p + p^2 + p^3)]$		$v_0 A [1 - 2 C m (1 + p + p^2 + p^3)]$		$v_0 A \mu' = v_0 \mu'' A [1 + 2 A m (1 + p + p^2 + p^3)]$	
X	c	$v_0 2 A (1 + p + p^2 + p^3 + p^4)$		$v_0 2 A 2 B (1 + p + p^2 + p^3 + p^4)$		$v_0 B \mu' = v_0 \mu'' A 2 D (1 + p + p^2 + p^3 + p^4)$	
XI	a	$v_0 [1 + 2 A m (1 + p + p^2 + p^3 + p^4)]$		$v_0 A [1 - 2 C m (1 + p + p^2 + p^3 + p^4)]$		$v_0 A \mu' = v_0 \mu'' A [1 + 2 A m (1 + p + p^2 + p^3 + p^4)]$	

Posons $S = 1 + p + p^2 + p^3 + \dots + p^N = \frac{1 - p^{N+1}}{1 - p}$, qui tend vers $\frac{1}{1 - p}$, car $p < 1$					
$2 N$	c	$v_0 2 A S$, à la limite $v_0 \frac{2 A}{1 - p}$	$v_0 A 2 B S$, à la limite $v_0 \frac{A 2 B}{1 + p}$	$Q A 2 D S$, à la limite $Q \frac{A 2 D}{1 - p}$	
$2 N + 1$	a	$v_0 (1 + 2 A m S)$, à la limite $v_0 \left(1 + \frac{2 A m}{1 - p}\right)$	$v_0 A (1 - 2 E m S)$, à la limite $v_0 A \left(\frac{1 - 2 C m}{1 - p}\right)$	$Q A (1 + 2 A m S)$, à la limite $Q A \left(1 + \frac{2 A m}{1 + p}\right)$	

VALEURS DES PRESSIONS MUTUELLES P DANS DIVERS CAS.

CHOC.		$\mu' = \mu.$			$\mu' = \infty.$		
Numéros.	Côté.	$\mu' = \mu.$		$\mu' = \alpha$		$\mu' = \infty.$	
		B = C A = D p = m ²		α étant assez petit pour qu'on puisse négliger $\alpha^3, \alpha^2, \dots$ A = 1 - α m = 1 - 2 α n = 1 - 2 α .		B = 0 m = 1 b = 1 B $\mu' = \mu''$ p = n.	
I	a	QA	Q(1 - α)	Q(1 - α)	QA		
II	c	QA ₂ A	Q(2 - 4 α)	Q(2 - 2 α)	QA ₂		
III	a	QA(1 + 2 Λ m)	Q(3 - 9 α)	Q(3 - 5 α)	QA(1 + 2 Λ)		
IV	c	QA ₂ A(1 + m ²)	Q(4 - 16 α)	Q(4 - 8 α)	QA ₂ (1 + n)		
V	a	QA[1 + 2 Λ (m + m ²)]	Q(5 - 25 α)	Q(5 - 13 α)	QA[1 + 2 Λ (1 + n)]		
VI	c	QA ₂ A(1 + m ² + m ⁴)	Q(6 - 36 α)	Q(6 - 18 α)	QA ₂ (1 + n + n ²)		
VII	a	QA[1 + 2 Λ (m + m ³ + m ⁵)]	Q(7 - 49 α)	Q(7 - 25 α)	QA[1 + 2 Λ (1 + n + n ²)]		
VIII	c	QA ₂ A(1 + m ² + m ⁴ + m ⁶)	Q(8 - 64 α)	Q(8 - 32 α)	QA ₂ (1 + n + n ² + n ⁴)		
IX	a	QA[1 + 2 Λ (m + m ³ + m ⁵ + m ⁷)]	Q(9 - 81 α)	Q(9 - 41 α)	QA[1 + 2 Λ (1 + n + n ² + n ⁴ + n ⁶)]		
X	c	QA ₂ A(1 + m ² + m ⁴ + m ⁶ + m ⁸)	Q(10 - 100 α)	Q(10 - 50 α)	QA ₂ (1 + n + n ² + n ⁴ + n ⁶ + n ⁸)		
Valeurs limites, ...		$Q \times \frac{2\Lambda^2}{1 - m^2}$	$Q \times \frac{1 - 2\alpha}{2\alpha}$	$Q \times \frac{1 - \alpha}{\alpha}$	$Q \times \frac{2\Lambda}{1 - n}$		

On voit que dans tous les cas :

a. La vitesse relative est proportionnelle à la vitesse initiale

$$v_0;$$

b. La vitesse commune est proportionnelle au produit

$$v_0 A = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'};$$

c. La pression mutuelle est proportionnelle à

$$QA = v_0 \mu' A = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'},$$

c'est-à-dire au produit de la vitesse initiale par le rapport du produit à la somme des masses impressionnées du marteau et de l'enclume.

En exécutant les calculs, on peut se rendre compte que la limite de la pression mutuelle est la même pour chaque extrémité du rivet, c'est-à-dire en a et en c :

$$\frac{2D}{1-p} = 1 + \frac{2Am}{1-p} \quad \text{ou} \quad 2D = 1 - p + 2Am.$$

On reconnaît également que la pression mutuelle limite est égale à la pression qu'exercerait le marteau sur le tas s'il le rencontrait directement sans interposition du rivet :

$$v_0 \mu' A \frac{2D}{1-p} = v_0 \mu' A \left(1 + \frac{2Am}{1-p} \right) = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}.$$

En pratique, la longueur du marteau est généralement assez faible; il en résulte que la pression en a diminue dès que ce point est atteint par l'onde de détente, mais jusqu'à ce moment tout se passe comme les formules l'indiquent. Connaissant la longueur ainsi que la qualité du marteau et du rivet, on peut facilement se rendre compte du nombre des chocs auxquels les formules sont applicables; on peut également faire entrer dans les calculs l'onde de détente du marteau qui diminue la pression mutuelle en a et abaisse par suite la limite que cette pression peut atteindre.

Lorsque la pression mutuelle dépasse la limite élastique du rivet,

$$P = P_{e'} + P_{i'},$$

il faut tenir compte des ondes déformantes qui se superposent aux ondes élastiques, car ce sont elles qui propagent les déformations permanentes du rivet.

Choc par traction. — Jusqu'ici, nous n'avons parlé que du choc par compression; mais ce phénomène se produit également par traction, lorsque

deux parties de matière, réunies par la cohésion, sont animées de vitesses différentes qui tendent, non plus à leur faire occuper le même espace, mais à les séparer. Nous reviendrons sur cette question et nous en donnerons des exemples; mais, dès maintenant, nous pouvons rappeler que, si les coefficients d'élasticité sont les mêmes pour la traction et la compression, il n'en est pas forcément de même pour les limites élastiques ⁽¹⁾, ni pour les coefficients des différentes phases de déformation. Pour être bien fixé dans chaque cas particulier, il convient de construire, pour le métal dont on s'occupe, les courbes de déformation par compression et par traction, comme nous l'avons fait pour le cuivre ⁽²⁾.

Observation. — Il est à remarquer que dans les formules

$$u = \frac{v_0 \mu - v'_0 \mu'}{\mu + \mu'} \quad \text{et} \quad P = (v_0 - v'_0) \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$$

la valeur de la pression mutuelle est égale au produit de la vitesse initiale par un facteur qui reste le même si l'on renverse le rôle du marteau et de l'enclume, car ce facteur est symétrique par rapport à ces deux corps; la pression mutuelle est donc la même lorsque le marteau et l'enclume changent de rôle et de vitesse. Il en est autrement pour la vitesse commune; elle dépend de la différence des quantités de mouvement du marteau et de l'enclume et d'un facteur qui n'est pas symétrique par rapport à ces deux corps. Cette remarque a une certaine importance dans les applications.

II. — APPLICATIONS.

Pressions statique et dynamique. — Lorsqu'un corps pesant repose sur un appui, une colonne par exemple, il exerce sur cet appui une pression statique et lui communique une tension correspondante :

$$\Pi = mg, \quad \pi = \frac{mg}{s}.$$

Il en est de même si l'on pose ce corps très doucement sur une colonne; si de plus celle-ci est supportée par un ressort (*fig. 4*), la flexion du ressort indique la pression exercée par le corps ou son poids.

Supposons maintenant qu'on enlève le corps en empêchant la colonne de remonter (*fig. 4*), de façon à conserver au ressort sa flexion qr , puis qu'on laisse tomber le corps d'une hauteur h sur la colonne, de façon qu'il

⁽¹⁾ Les différents auteurs ne sont pas d'accord à ce sujet.

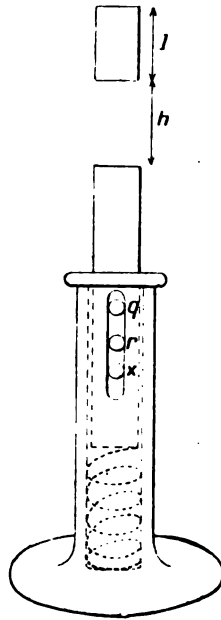
⁽²⁾ *Étude sur le martelage et le rivetage* (Bulletin de l'Association technique maritime, session de 1905).

la rencontre avec une vitesse

$$v = \sqrt{2gh};$$

il en résulte un choc dans lequel le corps est le marteau et la colonne l'enclume; nous les supposons tous deux cylindriques, pour que nos formules

Fig. 4.



soient applicables. La pression d'impact résultant de ce choc, ou pression dynamique,

$$P = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'},$$

ne se fait sentir que pendant le temps très court de la compression et de la détente du marteau :

$$2\Delta t = 2 \frac{l}{v}.$$

La pression totale sur la tête de la colonne est la somme des pressions statique et dynamique :

$$\Pi + P \approx mg + v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}.$$

Elle met la colonne en tension et en mouvement, puis se transmet au ressort dont elle augmente la flexion; l'ensemble dépasse la position d'équilibre x , et revient après quelques oscillations à la position r correspondant à la pression π .

La flexion supplémentaire du ressort au-dessous de la position d'équilibre statique r donne une idée de la pression dynamique.

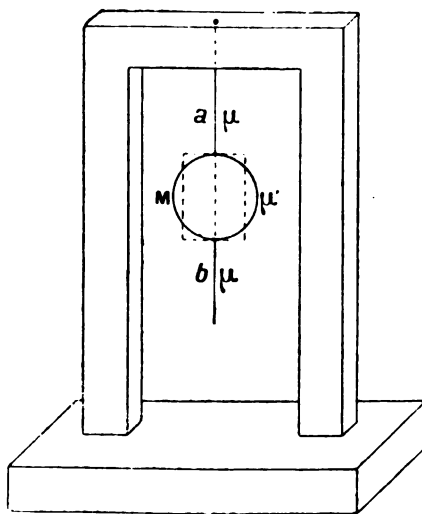
De même, lorsqu'un des plateaux d'un pèse-lettres est chargé de 15^g et qu'une lettre, mise sur l'autre plateau, ne le fait pas baisser, c'est que son poids est inférieur à 15^g. Pour avoir une idée de la différence, on peut laisser tomber cette lettre sur le plateau d'une hauteur croissante. Il arrive un moment où le plateau chargé se soulève et la hauteur de chute nécessaire pour obtenir ce résultat donne une idée assez nette du poids qu'on peut ajouter à la lettre pour atteindre les 15^g.

Pour casser une ficelle, lorsqu'on ne peut y arriver par une simple traction, on la tourne autour des doigts ou des mains qu'on écarte vivement, ajoutant ainsi à l'effort statique un effort dynamique, ce qui permet souvent d'obtenir le résultat désiré.

Expérience de physique. — Passons maintenant à l'explication d'un fait cité dans les *Traité de Physique*, et notamment dans celui de Daguin ⁽¹⁾.

« Soit une masse pesante M (*fig. 5*) suspendue par un cordon a et à

Fig. 5.



laquelle est attaché un autre cordon vertical b , identique au premier. Si l'on tire brusquement le cordon b , il se rompra, le mouvement communiqué n'ayant pas le temps de se propager dans la masse M ; mais, si l'on tire peu à peu, ce sera le cordon a qui se brisera, parce qu'il supporte, de plus que le cordon b , le poids de la masse M . »

« Si l'impulsion est très grande et donnée brusquement, comme elle

⁽¹⁾ Tome I, page 404.

demande un certain temps pour se communiquer des molécules directement atteintes aux molécules voisines, il pourra se faire que les premières se séparent des autres avant que le mouvement ait eu le temps de se transmettre. »

Ces explications vagues sont peu satisfaisantes; il convient de serrer la question de plus près, en étudiant successivement le phénomène statique et le phénomène dynamique.

Supposons d'abord qu'une force F appliquée à l'extrémité du cordon b aille en croissant lentement de façon à éviter que la matière prenne de la vitesse, et à ce que le phénomène reste toujours statique. Le cordon b supporte un effort F et le cordon a un effort $F + Mg$; il est clair que la limite élastique du cordon b sera atteinte avant celle de a et que le cordon b se cassera avant a .

Si maintenant nous supposons qu'on tire brusquement le cordon b , c'est-à-dire que la force F agisse subitement sur ce cordon au lieu d'augmenter progressivement d'intensité, alors le cordon b prendra de la vitesse et s'allongera, un premier choc se produira entre b et M et un second entre M et a ; ces deux chocs constituent un phénomène dynamique d'autant plus violent que la traction F sera plus grande. Pour que nos formules soient applicables, supposons que la masse M soit cylindrique au lieu d'être sphérique, et, pour plus de simplicité, supposons que les deux cordons b et a ont même valeur de μ , valeur qui sera forcément beaucoup plus faible que la valeur μ' relative au cylindre M .

La force F , appliquée brusquement au cordon b , lui communique une vitesse

$$w = \frac{F}{s} \sqrt{\frac{g}{dE}}$$

et une tension $f = \frac{F}{s}$ qui, par la détente, doublerait cette vitesse; en sorte que, pour le premier choc, la vitesse initiale sera

$$v_0 = 2w = 2 \frac{F}{s} \sqrt{\frac{g}{dE}},$$

et, par suite, la vitesse commune et la traction seront

$$u = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}, \quad T = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}.$$

Dans le second choc, la masse M devient le marteau, sa vitesse initiale est égale à u , et, comme μ' est beaucoup plus grand que μ , u est beaucoup plus petit que v_0 et la traction résultant du second choc,

$$T' = u \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = T \frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

est beaucoup plus petite que u — — — — — nier.

On voit, en résumé, que si l'on néglige le poids des cordons, très faible par rapport à celui de la masse M , les efforts supportés par ces cordons sont :

Tension du cordon b ,

$$T = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'};$$

tension du cordon a ,

$$Mg + T' = Mg + T \frac{\mu}{\mu + \mu'};$$

différence des tensions de b et de a ,

$$D = T \left(1 - \frac{\mu}{\mu + \mu'} \right) - Mg$$

ou

$$D = \frac{2F}{s} \sqrt{\frac{g}{dE}} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \left(1 - \frac{\mu}{\mu + \mu'} \right) - Mg.$$

Si, dans une série d'épreuves successives, la traction E , appliquée brusquement au cordon b , a des valeurs de plus en plus grandes, le premier terme de la différence est d'abord plus petit que le second; D est négatif, et le cordon b fatigue moins que le cordon a , comme dans le phénomène statique. C'est ce qui a lieu jusqu'à ce que

$$D = 0 \quad \text{ou} \quad \frac{2F}{s} \sqrt{\frac{g}{dE}} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \left(1 - \frac{\mu}{\mu + \mu'} \right) = Mg;$$

alors les deux cordons fatiguent également; puis, les valeurs de F augmentant toujours, D devient positif, b fatigue plus que a et la différence croît avec la valeur de F , et il est donc naturel que le cordon b casse le premier.

Choc d'un mouton sur un pieu. — Étudions maintenant l'action d'un mouton μ tombant d'une hauteur, de plus en plus grande, sur un pieu μ' qui repose sur un sol homogène, ou, ce qui revient au même, le choc d'un marteau sur un clou. Appelons :

l la longueur du mouton exprimée en mètres ;

s sa section en mètres carrés ;

s' la section du pieu également en mètres carrés ;

μ et μ' les masses impressionnées du mouton et du pieu.

Effet statique. — Si la hauteur de chute est nulle, le mouton exerce sur le pieu une pression totale égale à son poids,

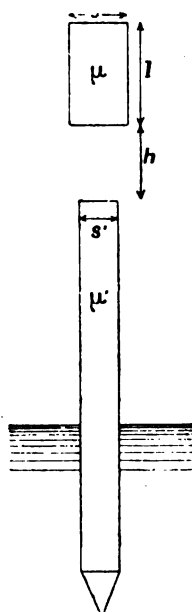
$$\Pi = s \times l \times d;$$

le pieu réagit et il en résulte, au contact, des pressions unitaires ou tensions

$$\pi = \frac{\Pi}{s} = l \times d, \quad \pi' = \frac{\Pi}{s'} = \frac{s'}{s} \times l \times d.$$

Dans ces formules, les grandeurs sont exprimées en mètres, mètres carrés, mètres cubes, et, par suite, les poids et les pressions en tonnes, tandis que l'usage est d'exprimer les pressions en kilogrammes et non en tonnes

Fig. 6.



(1000^{kg}) et les pressions unitaires en kilogrammes par millimètre carré et non en tonnes par mètre carré. Il est donc nécessaire, pour se conformer aux usages, de modifier les formules précédentes, en remarquant que

$$\Pi^k = 1000 \Pi^t$$

et que

$$s^{\text{mm}^2} = 1000000 s^{\text{m}^2};$$

il vient donc, pour la valeur de Π exprimée en kilogrammes et pour celles de π et π' exprimées en kilogrammes par millimètre carré,

$$\Pi^k = 1000 \times s^{\text{m}^2} \times l^{\text{m}} \times d,$$

$$\pi^{\text{kg:mm}^2} = \frac{\Pi^k}{s^{\text{mm}^2}} = \frac{1000 \times s^{\text{m}^2} \times l^{\text{m}} \times d}{1000000 \times s^{\text{m}^2}} = 0,001 \times l \times d$$

et

$$\pi'^{\text{kg:mm}^2} = \frac{\Pi^k}{s'^{\text{mm}^2}} = \pi \frac{s}{s'},$$

en conservant la valeur de l exprimée en mètres et celles de s et s' en mètres carrés.

Si nous supposons que le mouton et le pieu sont tous deux en fer ou en acier, on peut admettre que $d = 8$ et l'on trouve facilement les valeurs des

pressions unitaires en appliquant les formules qui précèdent; le Tableau suivant en donne quelques exemples :

Longueur du mouton l^m .	Rapport des sections $\frac{s}{s'}$.	Pressions unitaires.	
		Mouton	Pieu
		$\pi ks : mm^2 = 0,001 \times l \times d.$	$\pi ks : mm^2 = \pi \frac{s}{s'}.$
m	11	kg 0,008	kg 0,008
1.....	4	0,008	0,032
	1	0,008	0,080
	1	0,0032	0,0032
0,40.....	4	0,0032	0,0128
	10	0,0032	0,0320

On voit que ces chiffres sont très faibles, même pour des valeurs assez fortes de l et $\frac{s}{s'}$.

Effet dynamique. — Si maintenant le mouton, au lieu d'être posé sur le pieu, tombe sur lui d'une certaine hauteur, il exerce à son extrémité, en plus de la pression statique due à son poids, une pression dynamique résultant de sa vitesse, et ces deux effets s'ajoutent.

En tombant d'une hauteur h , le mouton prend une vitesse

$$v = \sqrt{2gh},$$

et, lorsqu'il rencontre le pieu, il se produit un choc dont la vitesse initiale

$$v_0 = v = \sqrt{2gh}$$

et ce choc donne lieu à des pressions dynamiques totales et unitaires,

$$P = v_0 \mu \frac{\mu'}{\mu + \mu'}, \quad p = \frac{P}{s}, \quad p' = \frac{P}{s'};$$

mais $\mu = \frac{sVd}{g}$ et, si l'on pose $\frac{\mu'}{\mu + \mu'} = c$, il vient

$$P = v_0 \frac{sVd}{g} c, \quad p = v_0 \frac{Vd}{g} c \quad \text{et} \quad p' = p \frac{s}{s'},$$

exprimés, comme précédemment, en tonnes et en tonnes par mètre carré. Elles doivent, par suite, être affectées des mêmes coefficients, si l'on veut les exprimer en kilogrammes et en kilogrammes par millimètre carré; il vient donc

$$P^{kg} = 1000 \times v_0 \frac{sVd}{g} c$$

et

$$p^{kg : mm^2} = 0,001 \times v_0 \frac{Vd}{g} c, \quad p' = p \frac{s}{s'}.$$

Ces pressions se propagent de part et d'autre du plan d'impact avec une grande vitesse et forcent la matière du mouton et du pieu à prendre une vitesse commune

$$u = v_0 \times \frac{\mu}{\mu + \mu'}.$$

Si l'on provoque une série de chocs avec des hauteurs de chute croissantes, la vitesse d'impact et la pression dynamique vont également en croissant. Cette dernière atteint la valeur de la pression statique lorsque

$$P = \Pi, \quad \text{ou} \quad v_0 \frac{sVd}{g} c = sld, \quad \text{ou} \quad v_0 \frac{V}{g} c = l,$$

d'où

$$v_0 = \frac{g}{V} \frac{c}{l};$$

portant cette valeur dans celle de la pression unitaire, il vient

$$p = 0,001 \times \frac{g}{v} \frac{l}{c} \frac{Vd}{g} c,$$

d'où

$$p = 0,001 \times l \times d \quad \text{et} \quad p' = p \frac{s}{s'}.$$

Ces valeurs sont bien celles qui résultent de l'effet statique du mouton sur le pieu.

La hauteur de chute correspondant à v_0 est facile à déterminer; on sait en effet que

$$v_0^2 = 2gh = \left(\frac{g}{V}\right)^2 \left(\frac{l}{c}\right)^2,$$

d'où

$$h = \frac{g}{2V^2} \left(\frac{l}{c}\right)^2.$$

Si le mouton et le pieu sont tous deux en fer ou en acier, comme nous l'avons déjà supposé,

$$E' = E, \quad V' = V = 5000^m, \quad d' = d = 8$$

et

$$\frac{\mu}{\mu'} = \frac{sVd}{s'V'd'} = \frac{s}{s'},$$

d'où

$$c = \frac{\mu'}{\mu + \mu'} = \frac{s'}{s + s'}.$$

Admettons également, pour simplifier les calculs, que $g = 10^m$; alors

$$\frac{g}{V} = \frac{10}{5000} = \frac{1}{500} = 0,002$$

et

$$\frac{g}{2V^2} = \frac{10}{50000000} = \frac{2}{10000000} = 0,0000002.$$

Portant ces valeurs dans celles de v_0 et de h , elles deviennent

$$v_0 = 0,002 \times \frac{l}{c},$$

$$h = 0,0000002 \times \left(\frac{l}{c}\right)^2.$$

On peut facilement calculer ces valeurs, et le Tableau suivant donne les résultats correspondant aux valeurs de l et de $\frac{s}{s'}$ que nous avons déjà considérées en étudiant les effets statiques :

Longueur du mouton l^m .	Rapports		Vitesse initiale $v_0 = 0,002 \times \frac{l}{c}$.	Hauteur de chute $h = 0,0000002 \times \left(\frac{l}{c}\right)^2$.
	des sections $\frac{s}{s'}$.	$\frac{1}{1 + \frac{s}{s'}}$		
1.....	1	2	0,004	0,0000008
	4	5	0,010	0,0000050
	10	11	0,022	0,0000242
0,40...	1	2	0,0016	0,00000032
	4	5	0,0040	0,00000200
	10	11	0,0088	0,00000968

Ces valeurs sont assez faibles pour qu'on puisse les négliger dans la plupart des cas.

Limite élastique.— Supposons maintenant que la hauteur de chute continue à augmenter; le phénomène reste dans la phase élastique jusqu'au moment où la somme des pressions, statique et dynamique, atteint un total égal à la limite de résistance élastique du pieu auquel nous supposons une section au plus égale à celle du mouton :

$$s' < s.$$

Appelons

$$R^e = s' p'^e$$

la limite de résistance dont il vient d'être question et

$$v_0^e = \sqrt{2gh^e}.$$

Le choc qui fait atteindre au pieu la limite en question satisfait à la condition suivante,

$$P + \Pi = v_0^e \mu \frac{l'}{l + l'} + sl d = s' p'^e$$

ou

$$v_0^e \frac{s V d}{g} c + sl d = s' p'^e,$$

d'où

$$v_0^e = \left(\frac{s'}{s} p'^e - l d \right) \frac{g}{V d} \times \frac{1}{c};$$

dans ces formules les longueurs et les vitesses sont exprimées en mètres, les surfaces en mètres carrés, les pressions en tonnes et les pressions unitaires en tonnes par mètre carré; c'est surtout ce dernier point qui importe, car il nous faut, conformément à l'usage, exprimer p'^ε , non en tonnes par mètre carré, mais en kilogrammes par millimètre carré; or

$$(p'^\varepsilon)^{\text{t.m}^2} = 1000 (p'^\varepsilon)^{\text{kg}:\text{mm}^2};$$

de même

$$ld = 1000 (\pi)^{\text{kg}:\text{mm}^2};$$

remplaçant ces pressions unitaires, et aussi g , V , d , c par leurs valeurs dans la dernière équation, il vient

$$v_0^\varepsilon = 1000 \left(\frac{s'}{s} p'^{\varepsilon \text{ kg}:\text{mm}^2} \right) \frac{10}{5000 \times 8} \frac{s + s'}{s'}$$

ou

$$v_0^\varepsilon = \frac{1}{4} \frac{s + s'}{s'} \left(\frac{s'}{s} p'^{\varepsilon \text{ kg}} - \pi^{\text{kg}} \right);$$

dans le cas où $s = s'$,

$$v_0^\varepsilon = \frac{1}{2} (p'^{\varepsilon \text{ kg}} - \pi^{\text{kg}}),$$

et comme la pression statique est très faible pour des longueurs modérées; comme nous l'avons vu, on peut admettre que, dans le cas particulier où les deux barres de fer ou d'acier qui constituent le mouton et le pieu ont même section, la vitesse au choc correspondant à la limite élastique est exprimée par un nombre de mètres sensiblement égal à la moitié du nombre de kilogrammes par millimètre carré qui exprime la limite élastique du métal qui compose les barres en question.

La hauteur de chute correspondant à la limite élastique est facile à calculer; on sait en effet que

$$2gh^{\varepsilon'} = (v_0^{\varepsilon'})^2, \quad \text{d'où} \quad h^{\varepsilon'} = \frac{(v_0^{\varepsilon'})^2}{2g};$$

si cette hauteur est dépassée, le phénomène se complique.

Choc déformant. — Nous avons vu que le choc déformant peut être considéré comme résultant de la superposition de deux chocs simples dont les effets s'ajoutent. Dans ces conditions, la vitesse initiale, la pression mutuelle, l'accourcissement du pieu, etc., peuvent se décomposer en deux parties :

$$v_0 = v_0^{\varepsilon'} + v_0^{I'}, \quad P = P^{\varepsilon'} + P^{I'}, \quad A' = A'^{\varepsilon} + A'^I \text{ correspondant à } P^{I'};$$

la première de ces parties est relative au choc élastique, la seconde au choc déformant pour le pieu et qui correspond à la pression $P^{I'}$.

A. Dans le choc élastique, la vitesse $v_0^{\varepsilon'}$ donne lieu à une pression mu-

tuelle $P^{\epsilon'}$; les impulsions de cette force, pendant la période de temps $\Delta t = \frac{l}{V}$, se font sentir sur le pieu à une distance

$$\Delta l' = V' \Delta t = l \frac{V'}{V}$$

et donnent lieu à une tension, une vitesse et un allongement de la matière,

$$p'^{\epsilon} = \frac{P^{\epsilon'}}{s'} = a'^{\epsilon} \times E', \quad w'^{\epsilon} = p'^{\epsilon} \sqrt{\frac{g}{dE'}} = a'^{\epsilon} V', \quad A'^{\epsilon} = a'^{\epsilon} \Delta l' = a'^{\epsilon} l \frac{V'}{V},$$

qui permettent à ce pieu de vaincre soit la résistance directe qu'il rencontre à son extrémité, soit les résistances de frottement qu'il éprouve sur une partie de sa longueur. Le travail de la pression $P^{\epsilon'}$,

$$P^{\epsilon'} \times w'^{\epsilon} \times \Delta t = P^{\epsilon'} \frac{l w'^{\epsilon}}{V} = P^{\epsilon'} a'^{\epsilon} l \frac{V'}{V},$$

se **retrouve soit** à l'état de travail mécanique, soit à l'état de compression ou de force vive.

B. Dans le choc déformant, la vitesse v_0' donne lieu à une pression mutuelle $P^{1'}$; les impulsions de cette force, pendant le temps Δt , se font sentir sur une longueur du pieu

$$\Delta l^1 = V^1 \Delta t = l \frac{V^1}{V} < \Delta l' = l \frac{V'}{V}, \quad \text{car} \quad V^1 < V',$$

et produisent une déformation et d'autres effets qui, par suite de l'écroutissage de la matière, sont composés de deux parties :

a. Effets élastiques ou d'écroutissage. — La pression $P^{1'}$ agissant sur le pieu, déjà rendu à sa limite élastique, écroute la matière et l'échauffe. L'écroutissage relève la limite élastique du pieu

$$\text{de } P^{\epsilon'} \text{ à } P^{\epsilon'} + P^{1'};$$

il en résulte des effets élastiques et réversibles, que nous distinguons des effets permanents de la phase 1 en les affectant d'un astérisque en exposant,

$$p'^{1*} = \frac{P^{1'}}{s'} = a'^{1*} E', \quad w'^{1*} = p'^{1*} \sqrt{\frac{g}{dE'}} = a'^{1*} V', \quad A'^{1*} = a'^{1*} l \frac{V'}{V};$$

ces effets s'ajoutent à ceux de la phase élastique, en sorte que les effets élastiques sont au total

$$p'^{\epsilon} + p'^{1*} = \frac{P}{s'} = (a'^{\epsilon} + a'^{1*}) E', \quad w'^{\epsilon} + w'^{1*} = (p'^{\epsilon} + p'^{1*}) \sqrt{\frac{g}{dE'}}, \\ A'^{\epsilon} + A'^{1*} = (a'^{\epsilon} + a'^{1*}) l \frac{V'}{V};$$

ces effets sont réversibles et peuvent disparaître dans la période de détente de la matière. Le travail élastique de la force P^1 ,

$$P^1 \times w'^1 \times \Delta t = P^1 \times \frac{lw'^1}{V} = P^1 a'^1 l \frac{V^1}{V},$$

se retrouve soit à l'état de travail mécanique, soit à l'état de compression ou de force vive, comme celui de P^2 .

b. Effets permanents ou de plasticité. — En plus des effets élastiques dont nous venons de parler, la force P^1 produit sur le pieu une déformation permanente et communique à la matière une vitesse supplémentaire sans que la tension augmente

$$w'^1 = a'^1 V^1, \quad A'^1 = a'^1 \Delta l^1 = a'^1 l \frac{V^1}{V}.$$

Les effets totaux du choc déformant (B) sont les suivants :

$$p'^1 = \frac{P^1}{f} = a'^1 E', \quad w'^1 + w^1 = d^1 V' + a'^1 V^1, \quad A'^1 + A^1 = (a'^1 V' + a'^1 V^1) \frac{l}{V}.$$

Le travail correspondant à l'accourcissement permanent,

$$P^1 \times w'^1 \times \frac{l}{V} = P^1 a'^1 l \frac{V^1}{V},$$

donne lieu à un accroissement de la vitesse, et, par suite, de la force vive; mais, comme il n'y a pas de travail emmagasiné à l'état de compression, une partie du travail se retrouve à l'état de chaleur et la température de la matière s'élève.

En résumé, comme le montre le Tableau suivant, lorsque la pression mutuelle, résultant du choc, reste dans les limites de la première phase de déformation du pieu, l'effet total du choc se compose de trois parties dont deux sont élastiques et réversibles, car, en raison de l'écroutissage, le choc déformant lui-même comporte une partie élastique. La déformation permanente persiste après le choc, tandis que les déformations élastiques disparaissent par la détente.

Plus tard, si le pieu supporte à nouveau le même effort maximum, la partie déformée et écroutie, ayant une limite élastique plus élevée, ne se déforme plus et transmet tout l'effort aux parties voisines, qui, elles, se déforment.

CHOCs SIMPLES superposés $P = p' + p''$	VITESSE initiale du marteau v_0	EFFETS D'UN CHOC SUR LE PIEU.					OBSERVATIONS.
		Pressions mutuelles P	Tensions $\sum p'$	Vitesse de la maille $\sum w'$	Accroissements totaux $\sum \Delta$	Travail des pressions $\sum p' \times s \times \Delta$	
Choc élastique maximum	v_0^e	p''	$p' = a' E'$	$w' = a' V'$	$\Delta = a' l \frac{V'}{V}$	$P' a' l \frac{V'}{V}$	Effets réversibles.
Choc (Partie élastique... déformant (Partie déformante.	v_0^{e*}	p''	$p' = a' E'$	$w' = a' V'$	$\Delta = a' l \frac{V'}{V}$	$P' a' l \frac{V'}{V}$	
	$v_0^{e*} - v_0^{e**}$		"	$w' = a' V'$	$\Delta = a' l \frac{V'}{V}$	$P' a' l \frac{V'}{V}$	
Choc total.....	$v_0^e + v_0^i$	$p'' + p'$	$a' E' + a' E'$	$(a' + a') V' + a' V'$	$[(a' + a') V' + a' V'] \frac{l}{V}$	$(P' a' + P' a') l \frac{V'}{V}$	Effets permanents.
Qu'on peut encore écrire.....	$v_0^{e*} + v'$	$p'' + p'$	$a' E' + a' E'$	$a' (a' + a') V' + a' V'$	$(a' (a' + a') V' + a' V') \frac{l}{V}$	$(P' a' + P' a') l \frac{V'}{V}$	

Le volume de la partie déformée reste sensiblement constant, la densité varie peu, mais la longueur diminue et le diamètre augmente. Dans la déformation les molécules se déplacent légèrement les unes par rapport aux autres, mais chacune d'elles reste dans la sphère d'action des mêmes molécules. Dans les déformations permanentes, les déplacements sont assez considérables pour modifier les sphères d'action; certaines d'entre elles, en se déplaçant, sortent de la sphère d'attraction des molécules situées d'un côté et entrent dans la sphère d'action des molécules situées de l'autre côté; on conçoit qu'il en résulte pour elles un mouvement de rotation ou plutôt un mouvement vibratoire, et que l'ensemble de ces mouvements se traduise par une élévation de la température.

Choc de trois corps. — Le Tableau suivant donne d'abord les valeurs algébriques de la pression mutuelle dans les chocs successifs qui résultent de

CHOC.		CAS GÉNÉRAL.	CAS PARTICULIERS.				
Numéros.	Côté.		Valeurs de $-\mu-\mu''-\mu'$.	1,5-1-4.	4-1-4.	4-1-9.	4-1-99.
		$A = \frac{\mu}{\mu + \mu''}$	0,6	0,8	0,8	0,80	0,90
		$B = \frac{\mu''}{\mu' + \mu''}$	0,2	0,2	0,1	0,01	0,01
		$C = \frac{\mu''}{\mu + \mu''}$	0,4	0,2	0,2	0,20	0,10
		$D = \frac{\mu'}{\mu' + \mu''}$	0,8	0,8	0,9	0,99	0,99
		$m = 1 - 2 B$	0,6	0,6	0,8	0,98	0,98
		$n = 1 - 2 C$	0,2	0,6	0,6	0,60	0,80
		$p = m \times n$	0,12	0,36	0,48	0,588	0,784
Pressions mutuelles.							
I	a	QA	$Q \times 0,60$	$Q \times 0,80$	$Q \times 0,80$	$Q \times 0,80$	$Q \times 0,90$
II	c	QA 2 D	0,96	1,28	1,44	1,58	1,78
III	a	QA (1 + 2 A m)	1,03	1,57	1,82	2,05	2,21
IV	c	QA 2 D (1 + p)	1,07	1,74	2,13	2,53	3,18
V	a	QA [1 + 2 A m (1 + p)]	1,08	1,84	2,31	2,80	3,73
VI	c	QA 2 D (1 + p + p ²)	1,09	1,90	2,46	3,11	4,28
VII	a	QA [1 + 2 A m (1 + p + p ²)]	»	1,94	2,55	3,22	4,57
VIII	c	QA 2 D (1 + p + p ² + p ³)	»	1,96	2,62	3,34	4,96
IX	a	QA [2 + 2 A m (1 + p + p ² + p ³)]	»	1,97	2,66	3,48	5,48
X	c	QA 2 D (1 + p + p ² + p ³ + p ⁴)	»	1,98	2,69	3,57	5,62
Valeurs limites.	c	QA $\frac{2D}{1-p}$	$Q \times 1,09$	$Q \times 2,00$	$Q \times 2,77$	$Q \times 4,84$	$Q \times 8,25$
	a	QA $\left(1 + \frac{2 A m}{1-p}\right)$					
			(elles sont égales)				

la rencontre d'un marteau, animé d'une vitesse v_0 , avec un rivet appuyé sur un tas, et tous deux au repos. Il donne ensuite les valeurs numériques de ces pressions dans différents cas particuliers.

On suit, dans les colonnes de ce Tableau, la progression croissante de la pression mutuelle dans chaque cas particulier; on constate notamment qu'au second choc cette pression est une fois et demie à deux fois plus grande qu'au premier; il en résulte que, si la détente du marteau se fait sentir en α avant le troisième choc, c'est en c que le rivet fatigue le plus. Dans ces conditions la limite de l'élasticité peut être dépassée en c alors qu'elle n'a ~~pas~~ été atteinte en α , et la déformation, élastique en α , est permanente en c seulement; l'expérience confirme cette conclusion. En se basant sur ce fait, on peut exécuter une expérience fort intéressante; mais, pour qu'elle soit bien probante, il faut choisir convenablement la matière du rivet et calculer la longueur et la vitesse du marteau, de façon que tout se **pass**e bien dans les conditions voulues.

Ce qui précède s'applique au rivetage. Le choc de trois corps comporterait également l'étude du martelage et du forgeage, opérations dont l'importance dans la partie industrielle est considérable; mais cette étude présente de grandes difficultés, notamment pour déterminer la manière dont les efforts se transmettent dans le corps qu'on veut façonner.



NOTE SUR DES PROCÉDÉS
QUI ONT ÉTÉ EMPLOYÉS POUR AMÉLIORER
LE RENDEMENT D'UNE INSTALLATION ANCIENNE
DE PUISSANCE MOTRICE A VAPEUR,

PAR M. MORITZ,
Ancien Ingénieur de la Marine.

La présente Communication a pour but de faire connaître la série des modifications, d'un prix relativement peu élevé, qui, apportées à une installation ancienne de puissance motrice dans une usine industrielle, ont réduit assez notablement la consommation de charbon.

Avant que les modifications fussent faites, la consommation annuelle de charbon de l'usine était de 7000^t en chiffres ronds; après les modifications, elle est tombée à 5200^t. Si l'on admet un prix moyen de charbon de 25^{fr} la tonne rendue dans la chaufferie, la transformation représente une économie annuelle de 45000^{fr} environ, alors que la dépense engagée pour la faire n'a pas excédé cette somme.

Au sujet de ces consommations, il convient de faire les remarques suivantes :

Les chiffres cités ci-dessus sont ceux qui ressortent de la comptabilité de l'usine; ce sont les seuls qui importent à l'industriel; il va de soi que l'économie réalisée ainsi annuellement est moindre que celle donnée par les résultats d'essais comparatifs.

En outre, chacun d'eux comporte non seulement le charbon de la force motrice, mais aussi celui nécessaire au chauffage des salles vastes et nombreuses de l'usine, aux tambours de séchage de fils encollés et à l'humidification d'autres fils. Cette dépense de charbon n'a pas été évaluée rigoureusement, mais on l'estime à 600^t au moins.

Enfin, on fera remarquer que le chiffre de 5200^t se rapporte à l'année 1907, au cours de laquelle certaines des transformations (celles relatives aux chau-

dières) s'exécutaient, de telle sorte qu'on a été assez loin de bénéficier totalement de l'économie due à l'ensemble de toutes les modifications.

On peut donc dire que l'installation a amélioré le rendement d'au moins $\frac{1800}{6400} = 28$ pour 100. Les années suivantes donneront probablement un résultat sensiblement meilleur.

Il n'est pas douteux que la réduction de consommation annuelle eût été sensiblement plus élevée si l'on avait remplacé totalement l'installation ancienne par un ensemble moderne : chaudières à haute pression, avec réchauffeurs d'alimentation et surchauffeurs, machines à triple expansion, alternateurs et alternomoteurs. Mais la dépense eût atteint quelques centaines de mille francs, et l'importance des intérêts et amortissements de cette somme, mise en présence des aléas d'une industrie, n'a pas paru devoir autoriser l'exécution de cette substitution radicale.

L'installation telle qu'elle existait avant les modifications comportait : 1° quatre machines à vapeur d'une puissance globale de 1100^{ch} à 1200^{ch} à condensation et marchant au timbre de 6^{ks}; 2° neuf chaudières de même timbre; huit de ces chaudières étaient toujours en activité, la neuvième en nettoyage, sauf pendant les grands froids, où il était nécessaire de l'allumer pour la faire coopérer au chauffage des salles de l'usine.

Les transformations apportées ont eu pour but et pour effet de diminuer la consommation de vapeur des machines par cheval, et d'augmenter la production de vapeur des chaudières par kilogramme de charbon.

I. — MACHINES.

Les quatre machines ont les caractéristiques suivantes :

Système.	Diamètre des cylindres.	Course des pistons.	Nombre de tours par minute.	Système de détente.	Puissance indiquée habituelle.	Distance aux chau- dières.
1. Mono cylindrique...	860	1500	46	Farcot à tiroir	240	110 ^m
2. Mono cylindrique...	827	1560	52	Corliss-Farcot	$\left\{ \begin{array}{l} 490 \\ 600 \end{array} \right\}$	69
3. Mono cylindrique...	760	1291	46	Farcot à tiroir	120	108
4. Deux machines à balancier conjuguées, chacune étant Woolf.						
Petit cylindre de chaque machine	500	"	30	Farcot à tiroir	260	43
Gros cylindre	810	"				
Petit piston	"	1335				
Gros piston	"	1800				

Chaque essai de consommation de vapeur a porté sur deux périodes successives de 4 heures chacune, dans la même journée. La nécessité de ces deux périodes résultait de l'arrêt de l'usine au moment du repas des ouvriers. Dans tous les cas, les premiers relevés n'étaient commencés qu'une demi-heure après chaque prise de travail, afin que l'équilibre de température des diverses parties de l'installation fût atteint.

Toutes les constatations de résultats, aussi bien pour les machines que pour les chaudières ont été faites par les soins des ingénieurs de l'Association des propriétaires d'appareils à vapeur de la région où se trouve l'usine.

Les résultats de relevés de consommation de vapeur faits avant les modifications ont été les suivants :

Numéro de machine.	Nombre de kilogrammes de vapeur par cheval-heure brut, c'est-à-dire nombre de kilogrammes sortis de la chaudière pour alimenter chaque cheval de la machine pendant 1 heure.		Pression de la vapeur à l'admission.	
1.....	19 ^k , 1	} 5 ^k , 500 d'une manière assez régulière.		
2.....	9 ^k , 6			
3.....	Non relevée en raison de sa faible puissance relative et des difficultés particulières d'essais de cette ma- chine.			
4.....	12 ^k , 4			

Ces consommations sont considérables, même pour des machines monocylindriques.

Avant les essais on savait bien qu'on consommait beaucoup de charbon, trop de charbon, mais on ignorait s'il fallait s'en prendre aux machines ou aux chaudières, ou aux deux à la fois, et l'on avait hésité longtemps à répartir ces pertes, en raison des difficultés que présentait l'exécution des essais. Toutes les chaudières déversaient, en effet, leur vapeur dans un collecteur unique où puisaient les quatre machines. On dut donc, les jours d'essais, avant transformation, se résoudre à arrêter momentanément une partie du matériel de l'usine.

Il ne faut pas croire que les chiffres précités de consommation, si mauvais soient-ils, doivent être considérés comme extraordinaires et très rares. Il est à présumer, au contraire, que beaucoup d'installations à terre se trouvent dans des conditions analogues, car les dispositions qui ont donné ces résultats n'ont été adoptées qu'avec l'avis favorable de constructeurs réputés.

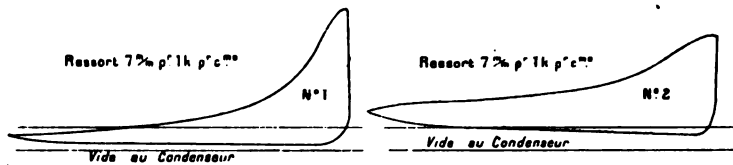
On va examiner dans ce qui suit, pour chaque machine, les causes de pertes et les procédés employés pour les atténuer.

MACHINE N° 1. — C'est celle dont la consommation est de beaucoup la plus

anormale. Les causes de perte sont de deux ordres : le système de détente et les condensations diverses.

a. *Système de détente.* — Si l'on regarde les diagrammes n° 1 et 2, ci-dessous, relevés en marche normale, le premier à 207^{chx}, le second à 218^{chx}, on est frappé de trois choses :

Fig. 1.



1° La contrepression pendant l'évacuation est trop élevée, mais la pression relevée dans le condenseur a été normale, 150^g par centimètre carré, de sorte que c'est la chute de pression entre le cylindre et le condenseur qui est excessive; elle a atteint 289^g. Les choses se passent comme si l'orifice d'évacuation était insuffisamment ouvert pendant toute la course du piston.

2° Le diagramme n° 2 montre que la vapeur est admise avec étranglement pendant presque toute la course du piston, tandis qu'à l'évacuation la contrepression reste considérable, toujours voisine de 1^{kg}, quoique le vide au condenseur soit resté bon.

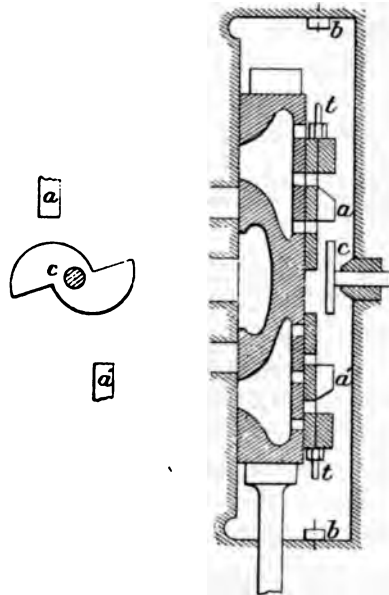
3° On constate enfin qu'il n'y a que très peu de compression.

Ces défauts sont tous dus au système de détente, qui est la détente Farcot à came. Ce système, abandonné aujourd'hui, mais qui avait constitué un véritable progrès il y a une quarantaine d'années puisqu'il permettait de faire agir le régulateur de vitesse à force centrifuge sur la détente, consiste en ce que sur le dos d'un tiroir en coquille peuvent coulisser deux grilles correspondant chacune à un orifice d'admission de vapeur, comme l'indique le croquis de la figure 2.

Ces grilles sont retenues sur le dos du tiroir par des ressorts, mais elles peuvent coulisser sur lui dans le sens parallèle à la tige du tiroir. Lorsque le tiroir à coquille vient vers l'une des extrémités de sa course, une petite tige *a*, solidaire de la grille située du côté de cette extrémité, vient frapper un butoir *b* faisant corps avec la paroi de la boîte à tiroir; la grille reste alors fixe dans l'espace, mais se déplace, par rapport au tiroir, jusqu'au moment où celui-ci atteint l'extrémité de sa course. Le réglage est fait de manière qu'alors l'orifice de la grille vienne en concordance avec celui d'admission qui traverse le tiroir en coquille. Le tiroir repartant vers l'autre extrémité, la grille est entraînée avec lui, les orifices du dos du tiroir étant ouverts, et ce tiroir fonctionne exactement comme un tiroir en coquille ordinaire jusqu'au moment où la même grille vient buter contre une came *c* actionnée par le régulateur à force centrifuge. A ce moment, la grille ferme l'orifice, et la période d'admission est terminée.

Le moment de la fermeture est plus ou moins tardif selon la position de la came, laquelle, commandée par le régulateur, peut tourner à la demande de celui-ci autour d'un axe fixe. Il est aisé de montrer que, pour que la grille

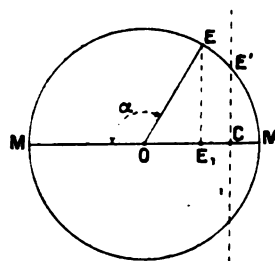
Fig. 2.



donne des éléments convenables de régulation, il est nécessaire que le calage de l'excentrique qui conduit le tiroir de distribution ne soit pas très éloigné de 90° et, dans tous les cas, soit sensiblement inférieur aux 120° ou 125° qui assurent de bons éléments de régulation. C'est ce que l'on va voir.

Si, dans la figure ci-dessous, OM représente la direction de la manivelle

Fig. 3.



quand le piston est à bout de course, OE la direction du rayon d'excentrique pour la même position du piston, le calage étant l'angle α , on sait qu'à ce moment le tiroir de distribution, du fait du réglage de sa suspension, donne une certaine avance à l'admission, et que la grille côté admission est ouverte en grand, cette ouverture ayant été obtenue lorsque le rayon d'excentrique OE

a passé par la direction OM. La rotation continuant, la fermeture de la grille doit avoir lieu par le fait que, le tiroir de distribution s'avancant vers M', la grille est arrêtée dans son mouvement par la came de position fixe.

Il faut que la fermeture ait lieu complètement avant que E vienne en M', sinon elle ne se fera plus du tout et la durée de l'admission sera réglée par le tiroir de distribution seul. Elle sera donc invariable, ce qu'on ne veut pas.

La plus grande durée de l'admission que puisse donner la grille est obtenue quand celle-ci ferme l'orifice du dos du tiroir d'admission arête pour arête, alors que l'excentrique vient en M'. La fraction de la course du piston est représentée alors par le rapport $\frac{E_1 M'}{MM'}$. Avec $\alpha = 125^\circ$, ce rapport serait de 0,21.

Mais, en réalité, la durée de l'admission peut être considérée comme étant bien moindre, car si, à l'échelle du tracé, MM' représente la course totale du tiroir de distribution et M'C la grandeur de l'orifice du dos découvert par la grille, pour que celle-ci ferme totalement l'orifice lorsque le tiroir est en M', il faut que la grille commence à buter quand le centre de l'excentrique arrive en E'. A partir de E' commence le laminage de la vapeur et cela précisément au moment où la vitesse du piston approche des parages de son maximum. On peut donc admettre que la véritable admission de vapeur cesse quand le centre de l'excentrique du tiroir est un peu au delà de E'. Si donc CM' est égal à $\frac{18}{100}$ de la course totale du tiroir, chiffre qui nécessite même des doubles orifices, il ne reste guère plus, pour la période d'admission en fraction de la course du piston, que $1 - \cos \alpha$ égal à EE'; avec $\alpha = 125^\circ$ et CM' = 0,18 de la course du tiroir, l'angle EM' est tel que $1 - \cos EM' = 0,36$; donc EM' = 50° , de sorte que EE' = 5° .

Le laminage commence dès que le piston a parcouru $\frac{2}{1000}$ de sa course.

On arrive de la sorte à une détente de la vapeur beaucoup trop élevée, principalement pour une machine monocylindrique.

La difficulté a été tournée par l'inventeur, qui a réduit l'angle α . Sur la machine n° 1 cet angle est de 108° . On obtient alors, il est vrai, une introduction sensiblement plus grande, mais au détriment d'autres éléments de la régulation. On sait, une simple épure circulaire le montre, qu'à mesure que l'angle α diminue pour se rapprocher de 90° , les avances à l'évacuation et les compressions vont en diminuant.

Pour la machine envisagée où $\alpha = 108^\circ$, l'introduction maxima, en ne tenant pas compte du laminage, est de 0,35 et, en le prenant en considération, devient peu supérieure à 0,04; l'avance à l'évacuation est de 0,01 en fraction de course du piston, la compression de 0,05. Pour une bonne machine économique, on sait qu'on doit avoir, ou à très peu près, une avance à l'évacuation 0,05; compression 0,1. En raison de la faible avance à l'évacuation dans la machine étudiée, le rapport de la section de l'orifice d'évacuation

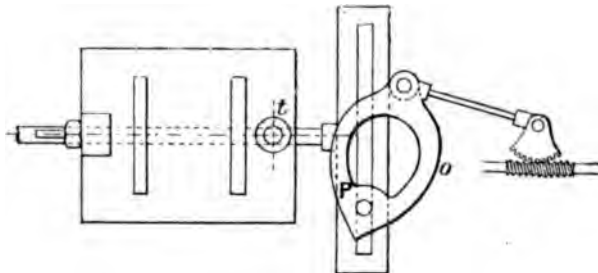
à la vitesse du piston reste sensiblement au-dessous de la valeur qu'il devrait avoir et il en résulte, sous le piston, la contre-pression exagérée qui a été signalée, laquelle doit amener une certaine augmentation de la consommation.

Ce type de détente présente une autre cause de consommation exagérée mise en lumière par le diagramme n° 2 précédemment tracé. Lorsque le régulateur agit, il arrive fréquemment, surtout si la machine est assez chargée pour marcher normalement au voisinage de son admission maxima, que cette admission maxima soit dépassée; elle se fait alors pendant presque toute la durée de la course du piston, puisqu'elle est alors limitée par l'action du tiroir de distribution, qui, pour un angle de calage de 108° , donne une introduction de 91 pour 100.

Il y a alors détente insuffisante et contre-pression très exagérée.

Pour faire disparaître ces causes de pertes, on a cherché à revenir à un meilleur calage d'excentrique tout en conservant les grilles de détente sur le dos du tiroir de distribution. On y est arrivé (*fig. 4*) en faisant fermer les

Fig. 4.



grilles non par leur simple butée sur une came fixe, dont l'orientation seule est variable par régulateur, mais par leur butée sur une came animée d'un mouvement de va-et-vient par la commande d'un excentrique supplémentaire. On se trouve, à partir du moment où la came vient toucher le talon *t* de la grille, dans les conditions du tiroir de détente de Meyer. Mais, ici, ce n'est pas la main du mécanicien, c'est le régulateur qui fait varier la durée de l'admission en déplaçant dans le sens de la hauteur le point de suspension de la came *o*, dont un point *P* reçoit le mouvement de va-et-vient d'un cadre mû par un excentrique. Ce dispositif a été imaginé par M. Moritz, ingénieur, à Paris.

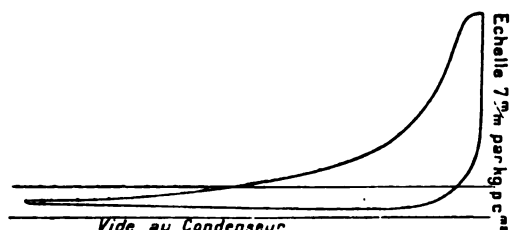
Il permet la fermeture des orifices du dos du tiroir de distribution après que celui-ci a passé par son extrémité de course, comme pour la détente Meyer. On peut donc caler différemment le tiroir de distribution pour améliorer les phases de la régulation. Il ne permet plus la production de diagrammes analogues au n° 2.

Le calage de l'excentrique du tiroir de distribution dont on a muni la

machine étudiée est de 123° et les éléments principaux de la régulation sont : introduction maxima, 0,36; avance à l'évacuation en fraction de la course du piston, 0,03; compression, 0,12.

Le diagramme obtenu après transformation pour la même puissance que celle du diagramme 1 avant transformation est le suivant :

Fig. 5.



Il montre nettement, étant donné que le vide au condenseur a été le même pour les diagrammes 1 et 3, que la chute de pression entre le cylindre et le condenseur n'était plus que de 150° à 180° . Il dénote aussi une sérieuse compression qui, outre l'économie qu'elle peut procurer, a rendu les passages de la manivelle aux points morts très doux.

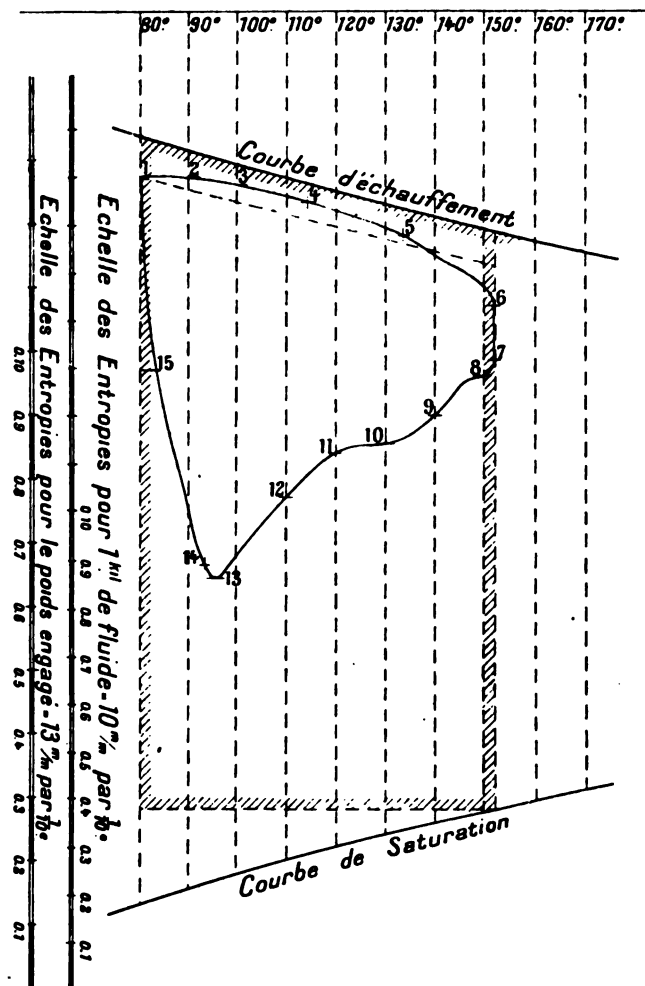
Les diagrammes entropiques relatifs aux essais avant et après transformation, figurés ci-dessous, montrent l'amélioration du rendement.

Cette amélioration a été de 26 pour 100, et la consommation de vapeur par cheval est tombée de $19^{kg,1}$ à $14^{kg,1}$.

B. Condensations diverses. — Les diagrammes entropiques ci-dessus montrent qu'une bonne partie du fluide qui part des chaudières pour arriver aux machines n'y parvient pas à l'état de vapeur. Après transformation du système de distribution dont il a été question plus haut, on a trouvé qu'à la fin de la détente il ne reste plus même à l'état sensible 50 pour 100 de la vapeur partie des chaudières, et cependant des expériences directes ont permis d'affirmer que la machine ne présentait pas de fuites internes ou externes et que le tuyautage était étanche. Il y avait donc une très importante condensation. Celle-ci était due non seulement à l'action refroidissante des parois du cylindre pendant la période d'admission qui se chiffre généralement par une perte bien moindre, mais surtout au refroidissement par les parois du long tuyautage d'amenée de vapeur des chaudières à la machine. Ce tuyautage, par suite de son trajet non en ligne droite, avait 130^m de longueur; son diamètre intérieur était de 200^{mm} . Il était en fonte et passait dans un tunnel en maçonnerie sous la cour de l'usine. On avait escompté que l'air du tunnel, non agité, constituerait pour lui un calorifuge suffisant; c'était un tort, et l'on peut même, connaissant approximativement l'importance des condensations dans le tuyautage, en déduire une valeur approximative de la perte de calories par heure et par mètre carré de tuyautage.

La puissance moyenne développée au cours des essais ayant été de 218^{chx} , la perte totale de vapeur dans le tuyautage peut être évaluée approximativement à $218 \times 6 = 1308^{\text{kg}}$ (en admettant une consommation de 8^{kg} de vapeur

Fig. 6.



par cheval-heure pour une bonne machine monocylindrique marchant à vapeur saturée).

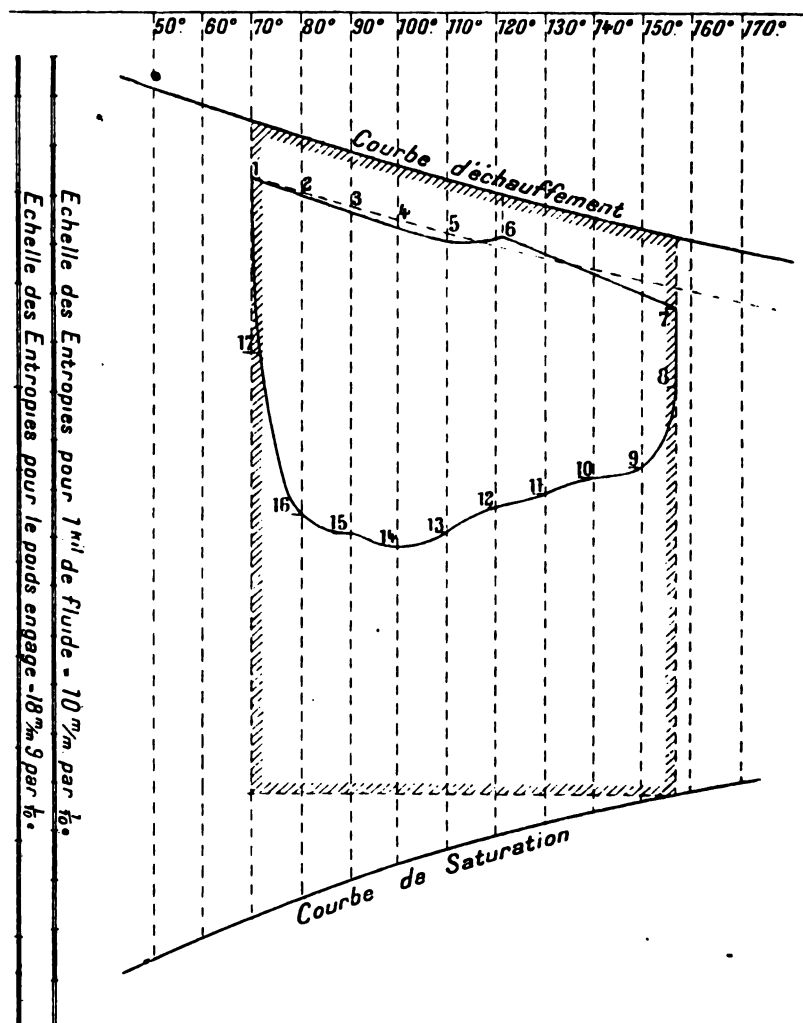
La condensation de ces 1300^{kg} de vapeur suppose une perte de

$$1300(606,5 + 0,305 \times 164 - 164) \text{ calories à l'heure} \\ = 1300 \times 492 \text{ calories} = 639,600.$$

Le tuyau ayant $130 \times \pi \times 0,20 = 82^{\text{m}^2}$ de surface, la perte par heure et mètre carré est de 7800 calories.

Un tuyau bien calorifugé, comme il sera dit plus loin, et maintenu à une température plus élevée de 100° environ que celle ci-dessus, c'est-à-dire à près de 270°, ne perd pas plus de 1500 calories par heure et mètre carré. On sait aussi qu'un calorifuge efficace est celui qu'a employé longtemps la marine

Fig. 7.



militaire avant l'adoption des hautes pressions, calorifuge consistant en feutre animal de 3^{cm} d'épaisseur, au poids de 4^{kg} par mètre carré et donnant lieu à une perte de 900 calories par mètre carré-heure pour de la vapeur à 190°, à condition d'éviter l'agitation de l'air qui l'entoure.

Le tuyautage non recouvert, étudié ici, se trouvait donc dans des conditions fort mauvaises. En le recouvrant d'un calorifuge qui ne lui ferait plus perdre que 900 calories par heure et mètre carré, on aurait réduit les pertes

dans ce tuyau dans le rapport $\frac{900}{7800}$, c'est-à-dire que la quantité de vapeur condensée par cheval-heure n'aurait plus été que de 0^{kg},700.

On aurait certes amélioré très notablement le rendement de l'installation, mais il n'en est pas moins vrai qu'on eût amené à la machine une vapeur très humide, éminemment favorable à une forte condensation sur les parois du cylindre pendant la période d'admission. Aussi estima-t-on préférable :

1° De remplacer le tuyau à diamètre relativement gros par un tuyau à plus petit diamètre, qu'on a même pu raccourcir à 110^m ;

2° D'employer de la vapeur surchauffée.

Pour la fixation du diamètre du nouveau tuyau, on s'est arrangé de manière à avoir une chute de température acceptable avec une perte de charge non exagérée.

La vapeur doit arriver à la machine encore suffisamment surchauffée pour que les condensations à l'admission soient presque annihilées.

La perte de charge ne doit guère dépasser 0^{kg},500 pour le timbre de 6^{kg}, sans quoi on serait conduit à une détente insuffisante de la vapeur.

Il est intéressant de rechercher la relation existant entre ces deux chutes.

La perte de charge peut être calculée par la formule d'Indret :

$$(1) \quad z = \frac{\gamma v^2}{2g \cdot 1000} \frac{l}{d} \times 0,03 \quad (1);$$

z , perte de charge en mètres d'eau ;

v , vitesse de la vapeur en mètres par seconde ;

l , longueur du tuyau en mètres ;

d , diamètre du tuyau en mètres ;

γ , poids du mètre cube de vapeur en kilogrammes.

Quant à la quantité totale de calories perdues par heure, si l'on admet le chiffre unitaire de 1500 calories, chiffre qui est à peu près celui qui est observé en réalité comme on le verra, elle sera

$$C = 1500 \pi dl \text{ par heure,}$$

et, par seconde,

$$c = \frac{5}{12} \pi dl.$$

Si alors P représente le poids de vapeur qui traverse une section du tuyau pendant 1 seconde et Q le nombre de calories renfermées dans 1^{kg} de va-

(1) Le professeur Eberlé, de Munich, a fait, pour le compte de l'Association des propriétaires d'appareils à vapeur de cette ville, des expériences qui lui ont donné la formule $z = \beta \gamma v^2 \frac{l}{d}$, où l et d ont la même valeur que dans la formule d'Indret, mais où v est la vitesse de la vapeur dans le tuyautage pendant la période d'admission. Eberlé indique alors une valeur de β égale à $\frac{10,5}{10^2}$ pour z exprimé en kilogrammes par centimètre carré. Cette formule tient compte, on le voit, de ce que le mouvement de la vapeur est pulsatoire.

peur à 6^{ks} surchauffée à 270°, la quantité de calories qui entrent dans le tuyau à la seconde est QP, et le rapport des calories perdues aux calories entrées est

$$(2) \quad \varphi = \frac{\frac{5}{12} \pi dl}{QP};$$

φ caractérise la chute de température.

Quant à P, sa valeur peut s'écrire évidemment

$$(3) \quad P = \gamma v \frac{\pi d^2}{4}.$$

Éliminant v et d entre les équations (1), (2) et (3), il vient

$$(4) \quad \begin{aligned} z &= \frac{16 \times 0,03 \pi^2}{\gamma \cdot 2g \cdot 1000} \frac{P^2 l^6}{Q^2 \varphi^2 P^2} \times \frac{5^2}{12^2}, \\ z &= \frac{A l^6}{\varphi^2 P^2}. \end{aligned}$$

Pour une quantité donnée de vapeur à transporter P, on voit combien est importante l'influence de l et de φ . Il y a gros intérêt à réduire la longueur du tuyautage autant que le permettent les dispositions locales, et l'on ne saurait pousser trop loin l'économie de chute de température sans s'exposer à des mécomptes du côté de la chute de pression.

L'expression (4) montre aussi qu'il est d'autant plus difficile au point de vue des pertes de transporter à grande distance de la vapeur qu'elle est en moindre quantité. Il y a même une quantité pour laquelle il y a impossibilité de trouver un diamètre de tuyau amenant de la vapeur encore surchauffée sans chute de pression inacceptable.

Dans le cas de l'installation étudiée ici, la longueur du tuyau a pu être réduite à 110^m. Il a fallu pour cela le faire passer sur les toits d'un bâtiment à rez-de-chaussée et le maintenir presque tout entier dans un même plan vertical. (On a évité de la faire entrer dans l'intérieur du bâtiment, afin que, s'il venait à être avarié, le personnel ouvrier n'en fût point incommodé.)

On a admis que la quantité de vapeur à transporter serait de 2500^{ks} à l'heure, soit 0^{ks},7 à la seconde. En choisissant un tuyau de 110^{mm} de diamètre intérieur, le compte des pertes est facile à faire. En ce qui concerne les calories, la perte à la seconde est $\frac{5}{12} \pi dl$, soit $\frac{5}{12} \pi \times 0,11 \times 110 = 15^{\text{cal}},8$; 0^{ks},700 perdent donc 15^{cal},8, 1^{ks} perdra 22^{cal},3. La vapeur surchauffée ayant une chaleur spécifique de 0,48, la chute de température entre l'entrée et la sortie du tuyau devra être de $\frac{22,3}{0,48} = 46^\circ$. C'est exactement le chiffre observé. De sorte qu'on peut accepter le chiffre de 1500^{cal} pour exprimer la perte de calories par heure et mètre carré d'un tuyau à environ 270° entouré du calorifuge décrit ci-après et exposé à l'air extérieur.

Quant à la perte de charge, elle est donnée par

$$z = \frac{\gamma v^2}{2 \times 9,81 \times 1000} \frac{110}{0,11} \times 0,03.$$

Les valeurs de γ et v se trouvent ainsi qu'il suit : à 7^{kg} de pression absolue (6^{kg} au manomètre) le poids du mètre cube de vapeur saturée (température 164° C.) est de 3^{kg},62. Pour la même pression, mais à l'état surchauffé à 270° (température moyenne dans le tuyau), ce poids augmente de volume. Cette augmentation est de $\frac{1}{263}(270 - 164) = 0,4$, attendu que le coefficient de dilatation de la vapeur est de $\frac{1}{263}$ (G. Schmidt). Les 3^{kg},62 occupant 1^m³,4, le mètre cube pèsera $\frac{3,62}{1,4} = 2^{kg},6 = \gamma$. Quant à la détermination de v , voici comment elle se fait. Le volume de 1^{kg} de vapeur à 270° est de $\frac{1\text{ m}^3}{2,6}$, de telle sorte que les 0^{kg},700 qui passent par seconde dans le tuyau ont un volume de $\frac{0,7}{2,6} = 0\text{ m}^3,27$. La section du tuyau de 110^{mm} étant de 0^m²,0097, la vitesse de la vapeur sera de $\frac{0,27}{0,0097} = 28\text{ m}$ à la seconde. Dès lors

$$Z = \frac{2,6 \times 28^2}{2 \times 9,81 \times 1000} \times \frac{3}{0,1} = 3\text{ m},10,$$

ce qui correspond à une chute de pression de 300^g environ. Celle relevée est de 400^g à 500^g qu'on retrouve en ajoutant aux 300^g calculés précédemment les chutes dues aux obstacles et fournies par la formule

$$Z' = \frac{\gamma v^2}{2g1000} \alpha,$$

où α est voisin de 2 pour chaque obstacle.

Elle donne 10^{cm} environ par obstacle. Il y en a une dizaine sur le tuyautage représentant une chute globale de 100^g.

Le diamètre de 110^{mm} donné à ce tuyautage paraît convenir parfaitement : les chutes de pression et de température sont, en effet, très acceptables. Une augmentation de diamètre eût rapidement fait tomber la température de la vapeur surchauffée, laquelle baisse en outre, l'expérience le montre, de 50° dans l'enveloppe du cylindre que traverse cette vapeur avant d'entrer dans la boîte à tiroir, de sorte qu'au lieu d'arriver dans celle-ci vers 200°, elle n'y entrerait plus que près de son point de saturation. Une réduction de diamètre eût élevé assez notablement la chute de pression.

On signalera certaines dispositions prises dans le tracé de ce long tuyau pour éviter qu'il retienne l'eau qui s'y condense, principalement au moment des mises en route, et pour lui permettre de se dilater.

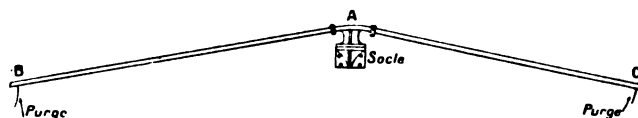
Le tuyau en acier, formé de tronçons de 12^m de longueur, comporte deux

pentes assez notables, le point le plus élevé A étant vers le milieu du tuyautage. Aux deux extrémités basses sont des robinets de purge.

Pour permettre à la dilatation de se faire sans efforts, on a fixé le point haut A sur une cheminée existante en maçonnerie robuste, en établissant en A une portion de tuyautage en acier moulé avec patte venant se boulonner sur socle en fonte scellé dans la maçonnerie de la cheminée.

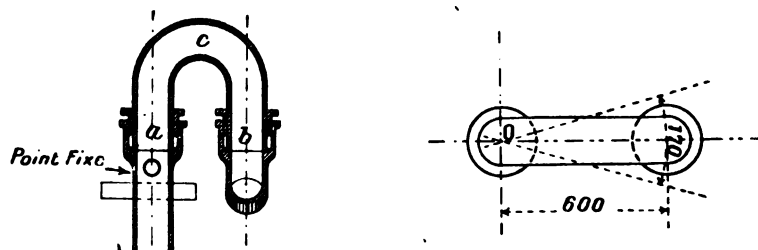
La dilatation se fait de part et d'autre de la tubulure fixe A. Le tuyau est tout en acier; sa partie la plus longue en ligne droite, AB, a 55^m de longueur; elle s'allonge donc de $270 \times 0,000011 \times 55 = 0^m,17$ en s'échauffant.

Fig. 8.



On a renoncé à absorber cette énorme dilatation par des coudes ou des joints glissants ordinaires dont le bon fonctionnement a laissé des doutes, et l'on a eu recours au joint représenté ci-dessous, qui est un joint tournant disposé à l'extrémité B.

Fig. 9.

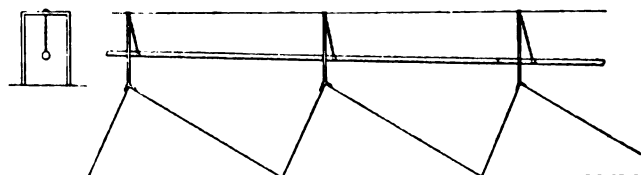


Le coude *c* est en acier moulé et peut tourner autour de O qui est rendu fixe par des scellements. En ayant pour le coude *c* une portée assez grande, on conçoit qu'on peut absorber une dilatation pour ainsi dire illimitée. La portée *ab* du coude ainsi établi sur le tuyau de 110 est de 600^{mm}.

Depuis 4 ans que ce coude fonctionne il a donné toute satisfaction.

Le tuyau passe, a-t-il été dit, au-dessus des toitures. Celles-ci constituent

Fig. 10.



des sheds d'un bâtiment à rez-de-chaussée et sont extrêmement légères, de sorte que l'on n'a pas fait reposer le tuyau sur des galets dont la tenue sur

les toits eût été douteuse. On l'a d'ailleurs évité d'autant plus que le tuyau est oblique sur la direction des sheds. On a donc disposé dans un plan vertical parallèle au shed et au-dessus de chaque faitage un cadre en cornière qui supporte le tuyau par une chaîne qui le laisse se dilater librement.

Grâce même à la pente du tuyau, les chaînes de longueurs différentes pour une même hauteur de cadre sur tous les faitages s'inclinent à peu près d'un même angle sur la verticale par la dilatation du tuyau. Les cadres en cornière, ne reposant que sur des parties légères de toitures, sont reliés entre eux à leurs sommets par des fils d'acier.

Pour en terminer au sujet de ce tuyautage il reste à indiquer la nature du calorifuge. Il a été fourni par la maison Pasquay, de Wasselonne (Alsace).

Directement sur le tuyau d'acier non peint au minium est appliquée une couche de 25^{mm} d'épaisseur de kieselguhr ou terre d'infusoires, farine siliceuse très légère qui se trouve en Hanovre (ses qualités sont très variables, et il est mauvais conducteur partiellement en raison de sa porosité). Sur ce kieselguhr est laissée une couche cylindrique d'air de 14^{mm} à 15^{mm} d'épaisseur, limitée intérieurement par l'enduit précédent et extérieurement par de la tôle étamée sur ses deux faces. La tôle est maintenue en place par son appui sur les saillies de 14^{mm} de feuillards hélicoïdaux en tôle piquée en manière de râpes et mis à plat sur le kieselguhr. Extérieurement à la tôle, on enroule hélicoïdalement un boudin en bourre de soie de 30^{mm} d'épaisseur. L'enroulement est jointif. Ces boudins sont recouverts enfin, soit de toile peinte pour les tuyaux à l'intérieur du bâtiment, soit de tôle pour les tuyaux à l'air extérieur. Au bout de 4 ans de service, les chiffres de pertes de température indiqués plus haut n'ont pas varié.

Après l'adoption de la vapeur surchauffée, avec tuyautage ci-dessus, la machine n° 1 munie de la détente Moritz a donné lieu au diagramme entropique que voici et qui montre clairement le bénéfice réalisé.

La consommation de vapeur par heure et par cheval est tombée à 6^{kg},4 pour une vapeur sortant du surchauffeur à 292°,5, arrivant à l'extrémité du tuyautage avant l'enveloppe à 249°,5, à la boîte à tiroir à 207°, réalisant ainsi un bénéfice total de $\frac{19,1 - 6,4}{19,1} = 66$ pour 100 sur la consommation de vapeur.

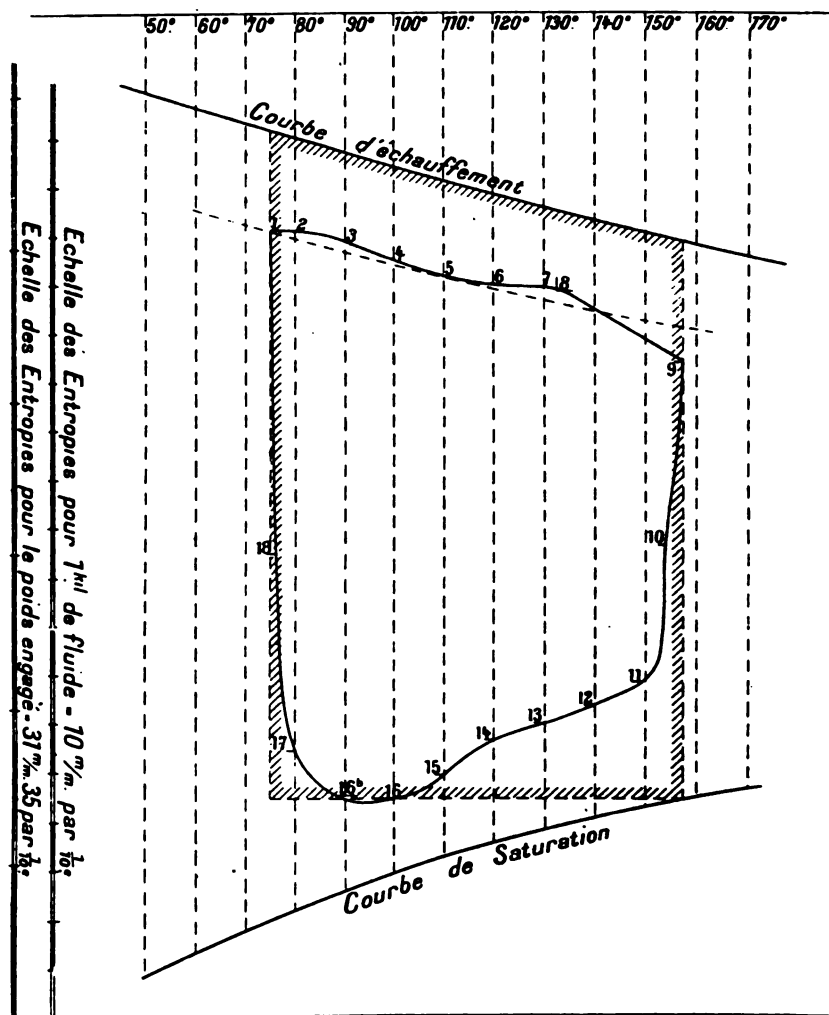
Celle-ci est montée à 7^{kg},6 en prenant aux surchauffeurs de la vapeur à 250°, tombée à 206° par le parcours dans le tuyautage, et à 175° dans la boîte à tiroir.

En abaissant la température de la vapeur de 10° encore, on a atteint une consommation supérieure à 8^{kg}.

Si l'on eût élevé la température sensiblement au delà de 300° aux surchauffeurs, le diagramme entropique ci-dessus montre qu'on n'aurait pas gagné grand'chose et peut-être le tiroir plan n'eût-il pas fonctionné d'une manière satisfaisante.

Dans tous les cas, pour la température de 210° à la boîte à tiroir, le fonctionnement est parfait et il est resté parfait depuis 4 ans que l'installation existe.

Fig. 11.



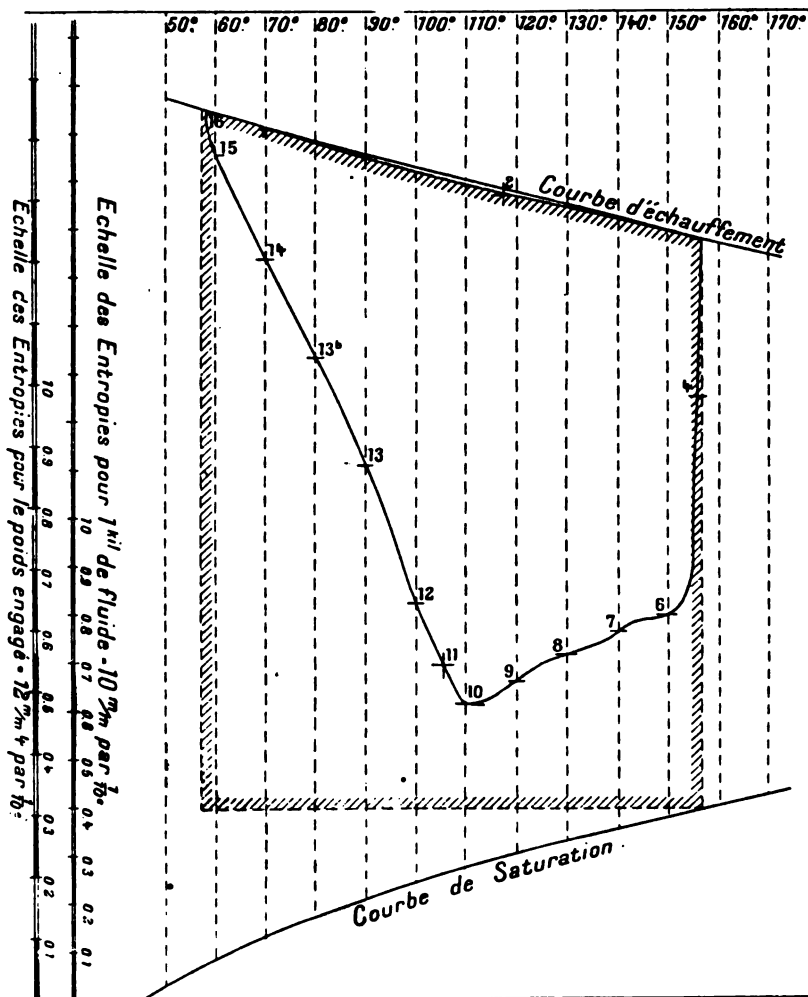
MACHINE n° 2. — Cette machine, munie d'une détente à déclic Corliss, n'a point subi de modification dans sa régulation en raison même de son système de distribution.

On n'a fait que lui remplacer son tuyautage d'arrivée de vapeur qui était à 240^{mm} par un tuyau à 150^{mm} isolé contre les pertes de chaleur comme celui de la machine n° 1 et comportant un coude de dilatation de même système.

On y a admis en outre de la vapeur surchauffée. Les deux diagrammes entropiques ci-après montrent quelle a été de ce fait l'amélioration du rendement.

La consommation de vapeur par cheval-heure, qui était de $9^{kg},6$ en vapeur saturée, est tombée à $7^{kg},1$, réalisant un bénéfice de 26 pour 100 en vapeur. Celle-ci était partie du surchauffeur à 270° , arrivée à la machine avant l'en-

Fig. 12.



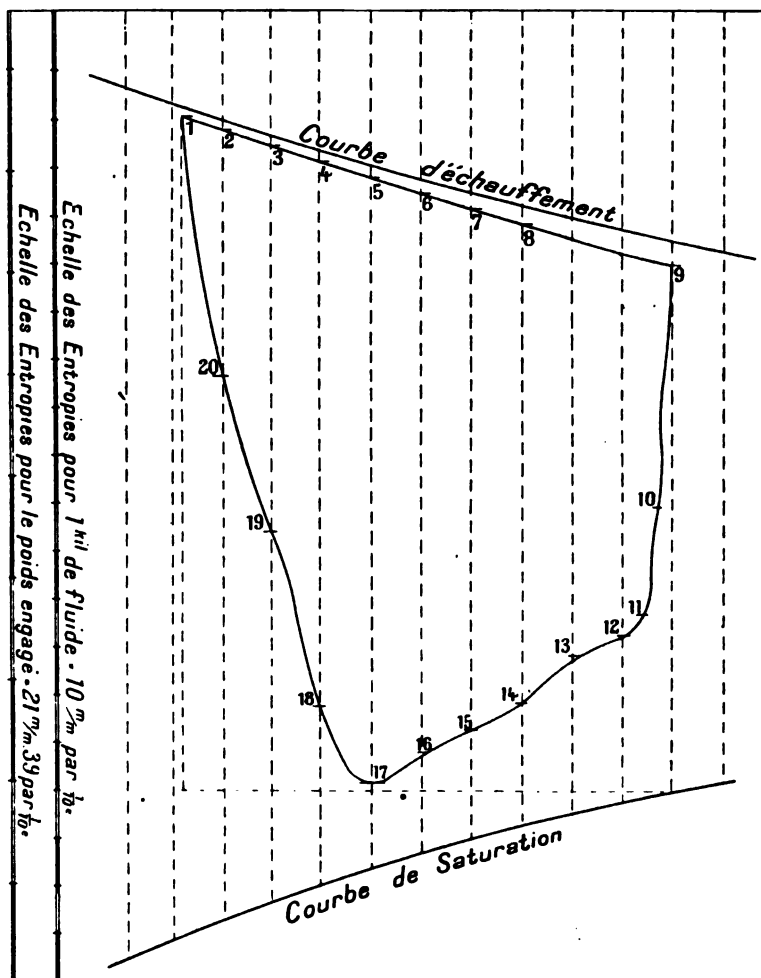
veloppe à 246° ; dans sa traversée de l'enveloppe, elle a perdu encore 20° environ, et finalement est arrivée aux organes de détente à 226° environ. La perte dans l'enveloppe est sensiblement moindre que pour la machine n° 1; cela tient à ce qu'il y passe plus de vapeur pour une surface qui n'est pas plus grande.

MACHINE N° 3. — Quoique cette machine soit munie d'une détente Farcot à came comme la machine n° 1, il n'a pas été procédé à la modification de

celle-ci par la seule raison que le cylindre présentait une assez longue fissure et qu'il y a à prévoir son prochain rebut.

On s'est borné à l'alimenter de vapeur surchauffée après avoir remplacé

Fig. 13.



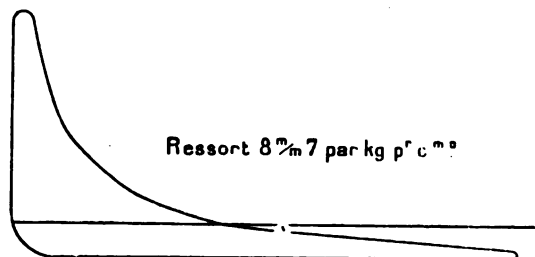
son ancien tuyau en fonte de 155^{mm} non isolé par un tuyau de 80^{mm} en acier et mieux isolé. Il n'a pas été fait d'essais comparatifs de rendement, mais il a été relevé en mars 1908 des diagrammes dont ci-contre spécimen.

Il montre que la contre-pression n'est pas aussi élevée qu'on aurait pu le craindre. Cela tient uniquement à ce que la quantité de vapeur admise au cylindre est extrêmement réduite. Son évacuation devient dès lors aisée.

MACHINES N° 4. — Ce sont deux machines à balanciers jumelées, chacune du type Woolf à deux cylindres, l'un d'admission, l'autre de détente. Les

cylindres d'admission sont à distribution Farcot à came. On ne les a pas modifiées. On leur a simplement fourni de la vapeur surchauffée, et la consommation de vapeur est descendue de ce fait de 12^{kg},4 par cheval-heure à 9^{kg},8 pour une température de 250° aux surchauffeurs et de 238° avant l'enveloppe. Cette consommation est tombée à 8^{kg},8 pour une température de 295° aux surchauffeurs.

Fig. 14.



Il ressort de tout ce qui vient d'être exposé que, toutes choses égales d'ailleurs, il y a grand bénéfice à amener de la vapeur surchauffée dans une machine monocylindrique ou à deux cylindres, l'un d'admission, l'autre de détente. Une surchauffe de 50° à 60° dans la boîte à tiroir donne des résultats très marqués, tant par son action dans le cylindre même que parce qu'elle dénote qu'il n'y a pas de condensation sensible dans le tuyau qui amène la vapeur.

Une température sensiblement plus élevée augmenterait sans doute un peu le rendement, mais on ne saurait la conseiller pour des machines anciennes munies de tiroirs à mouvements rectilignes ou tournants en raison des broutements qui en pourraient résulter.

II. — CHAUDIÈRES.

Ainsi qu'il a été dit au début de cette Note, la batterie avant sa modification comportait neuf générateurs, dont huit toujours en marche et un en nettoyage, sauf pendant les grands froids, où sa coopération était nécessaire pour permettre un chauffage plus énergique des salles d'atelier.

Aujourd'hui cette batterie est réduite à six chaudières, dont cinq seulement en marche, même par les plus grands froids, quoique la puissance développée par les machines soit augmentée de 100^{ch} environ, qui n'existaient pas avant la transformation et nécessités par l'éclairage électrique.

Primitivement chaque chaudière donnait les résultats suivants :

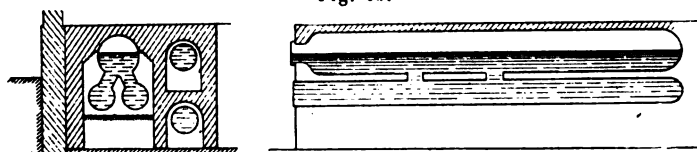
Combustion par mètre carré de grille et par heure.	Vaporisation par kilogramme de charbon.	Rendement.
42 ^{kg}	6 ^{kg} , 7	57 pour 100
53 ^{kg}	6 ^{kg} , 3	47 pour 100

Aujourd'hui ces chaudières modifiées comme il sera dit et munies de leurs surchauffeurs, lesquels absorbent une certaine partie de chaleur, donnent une vaporisation et un rendement sensiblement plus élevés, qui sont respectivement de 7^{kg},3 et 60 pour 100 pour un régime de combustion de 63^{kg} par heure et mètre carré de grille.

Les générateurs sont tous les mêmes et du type à bouilleurs et réchauffeurs. On n'a pas osé, jusqu'à présent, recourir à des chaudières tubulaires, à cause du degré hydrotimétrique élevé de l'eau d'alimentation (37°) et de la quantité assez notable de boues qu'elle entraîne.

Chaque générateur se compose d'un corps principal de chaudière de 1^m,200 de diamètre et 10^m,800 de longueur, disposé au-dessus de deux bouilleurs

Fig. 15.



de même longueur et de 0^m,700 de diamètre, avec lesquels il communique par des cuissards. Avant de pénétrer dans les bouilleurs l'eau traverse successivement deux corps de réchauffeurs de mêmes dimensions que les bouilleurs et disposés à côté de la chaudière proprement dite, comme il est indiqué ci-dessus.

Les gaz chauds de la combustion font un seul parcours sous l'ensemble des deux bouilleurs et du corps principal. Ils vont ainsi de l'avant vers l'arrière, puis ils reviennent de l'arrière vers l'avant en léchant le corps supérieur des réchauffeurs; ils repartent enfin de l'avant vers l'arrière en léchant le corps inférieur et s'échappent vers la cheminée. L'eau d'alimentation suit un parcours inverse.

Les surfaces de chauffe se répartissent ainsi :

Surface de chauffe d'un bouilleur	25 ^{m²}
» de deux bouilleurs	50
» du corps cylindrique	22
» d'un réchauffeur	25
» de deux réchauffeurs	50

Les volumes d'eau sont :

Dans un bouilleur	4,45 ^{m³}
» deux bouilleurs	9,9
» la chaudière au niveau normal	5,5
» un réchauffeur	4,45
» deux réchauffeurs	9,9
La surface de grille est de	3,68 ^{m²}
La section de passage des gaz dans les carreaux de	0,75

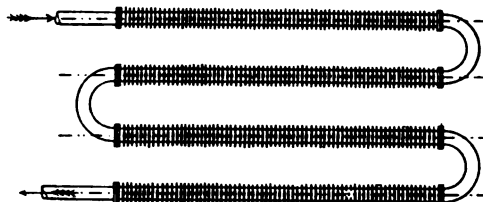
Les résultats d'essais spécifiés plus haut ont été obtenus avec du charbon tout-venant industriel d'Anzin, dont on a déterminé le pouvoir calorifique par l'obus Mahler. Les diverses pertes ont été relevées : pertes par les gaz à la cheminée, par les déchets de combustion, par les maçonneries. On reviendra sur leur valeur tout à l'heure.

SURCHAUFFEURS. — L'addition de surchauffeurs sur le parcours des gaz chauds n'a pas changé sensiblement le rendement des chaudières.

Ces surchauffeurs sont du type Schwœrer, de Colmar.

Le surchauffeur de chaque chaudière comporte quatre tuyaux en fonte spéciale placés côte à côte, réunis par des coudes. Les tuyaux sont munis intérieurement d'ailettes longitudinales et extérieurement d'ailettes circulaires.

Fig. 16.



La surface de contact d'un surchauffeur avec la vapeur est de $19^m,50$ et avec les gaz chauds de 39^m^2 .

Pour toutes les chaudières les surchauffeurs sont placés immédiatement derrière l'autel sous les bouilleurs; des écrans en maçonnerie rabattent les flammes et les obligent à lécher les ailettes.

Pour les divers régimes de combustion on a obtenu les températures de vapeur suivantes :

Combustion par mètre carré de grille.	Température de la vapeur surchauffée.
50 ^{kg}	252 ^o
70	264
90	272
100	300

On a constaté que la position des écrans et le degré de propreté extérieure des surchauffeurs a une influence marquée sur la température. Quoi qu'il en soit, les essais de vaporisation faits après installation des surchauffeurs ont donné les résultats suivants :

Combustion par mètre carré de grille.	Vaporisation par kilogramme de charbon.
50 ^{kg}	6,6 ^{kg}
70	5,9
90	4,7

Ces chiffres ne sont pas inférieurs à ceux relevés lorsque les chaudières n'en possédaient pas. Il semble donc qu'elles n'aient rien perdu du fait de cette addition.

Il n'en est pas moins vrai que le rendement de ces chaudières, surtout dès que l'allure de combustion augmente, est déplorable.

En faisant les relevés qui permettent de répartir l'emploi des calories contenues dans le charbon, on a trouvé qu'au régime de 68^h par heure et mètre carré, pour 1^{kg} de charbon renfermant 7312^{cal}, il en est utilisé 3724; on en retrouve 395 dans les résidus du foyer; il en passe 2117 dans la cheminée et 1076 dans les maçonneries, c'est-à-dire que 5,4 pour 100 se retrouvent dans les résidus, 14,8 pour 100 sont absorbés par les maçonneries, 29 pour 100 passent dans la cheminée et 50,8 pour 100 dans la vapeur.

On sait que l'évaluation de ces chiffres se fait aisément : celui des résidus en analysant les cendres et mâchefers, celui de la vaporisation par le calcul des calories renfermées dans la vapeur produite, celui des pertes à la cheminée en relevant la température et la quantité des gaz qui se rendent à la cheminée. Pour cette dernière évaluation le relevé de la température est direct; celui de la quantité de gaz s'obtient par la mesure, avec l'appareil d'Orsat, de la teneur de ces gaz en acide carbonique. L'acide carbonique de la combustion se substituant volume à volume à l'oxygène qui a permis cette combustion, si celle-ci était parfaite, sans excès d'air, les gaz qui en proviendraient renfermeraient 21 pour 100 de leur volume en CO² comme ils renfermaient 21 pour 100 de O avant la combustion. Puisque pour la combustion parfaite de 1^{kg} de charbon renfermant 0,85 de carbone pur et 0,5 de O il faudrait 8^m,9 d'air à 0° et 760^{mm}, on peut donc dire que si la teneur des gaz était de 21 pour 100 de CO² le volume de gaz par kilogramme de charbon brûlé serait de 8^m,9. En réalité, les teneurs en CO² ont varié dans les essais ci-dessus de 7 à 9 pour 100. Il n'a pas été relevé d'oxyde de carbone, ce qui indique une combustion complète.

La perte par les maçonneries est déterminée par différence.

Il n'a pas semblé qu'on pût gagner sensiblement sur les pertes par les résidus et les maçonneries, mais il n'en est pas de même des pertes à la cheminée résultant de ce que les gaz y étaient expulsés à 290°, et le moyen qui a paru convenable pour les atténuer a consisté à chercher à dépouiller ces gaz par l'addition de réchauffeurs d'eau d'alimentation supplémentaires. Cette solution était tentante, car elle permet, en faisant circuler l'eau d'alimentation en sens inverse des gaz, de prendre les calories de ceux-ci, même quand ils sont déjà bien refroidis. Elle a, de plus, l'avantage de permettre d'envoyer à la chaudière principale de l'eau plus chaude et partant, on le sait, plus apte à donner un bon rendement. Avec les deux réchauffeurs qui existaient primitivement, l'eau ne pénétrait dans la chaudière proprement dite qu'à la température de 100° environ.

Cette addition de deux réchauffeurs supplémentaires a pu se faire sans diffi-

culté et sans grands frais, car d'une part la suppression de chaudières rendues inutiles par l'amélioration de la consommation des machines a donné la place nécessaire et d'autre part les corps de réchauffeurs et bouilleurs des chaudières supprimées ont pu devenir des réchauffeurs supplémentaires des chaudières maintenues.

Il n'a pas été perdu de vue, dans cette transformation, que, les gaz se rendant à la cheminée devant devenir plus froids, le tirage serait amoindri.

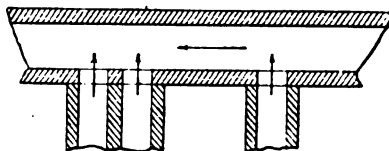
Avant transformation, le tirage au pied de la cheminée, haute de 50^m, était de 27^{mm} d'eau, ce qui dénotait dans cette cheminée une température moyenne des gaz de 190° (puisque une colonne d'air de 1^m de section et 1^m de haut pèse 08,13 à 0° et 760^{mm}, et que son coefficient de dilatation est de $\frac{1}{273}$).

Si l'on admet une chute de température moyenne de 50°, le tirage n'est plus que de 22^{mm}, qui est précisément le chiffre qu'a donné l'expérience après transformation, pour une combustion assez élevée, il est vrai.

Or, lorsque le tirage au bas de la cheminée était de 27^{mm}, celui à chaque chaudière atteignait à peine 10^{mm}; il était juste suffisant pour les combustions réalisées, de sorte qu'il fallut s'arranger pour faire disparaître cette grosse chute entre les chaudières et la cheminée.

Elle était due à ce que le collecteur général de fumée était disposé perpendiculairement aux conduites de fumée sortant des carneaux, de telle sorte

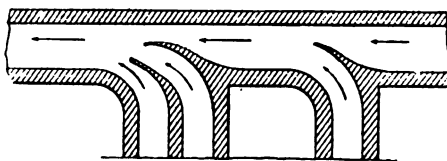
Fig. 17.



que les fumées des carneaux éprouvaient des difficultés à repousser les gaz qui circulaient dans le collecteur général et inversement ceux-ci rencontraient l'obstacle des gaz sortant des carneaux perpendiculairement.

Les aboutissements des carneaux dans le collecteur général furent modi-

Fig. 18.



fiés, comme l'indique le croquis ci-dessus, les dispositions locales empêchant un changement de direction du collecteur.

Grâce à ces dispositions, on constate pour chaque chaudière le même tirage

à 1^{mm} ou 27^{mm} près que celui du bas de la cheminée. Il se trouve ainsi considérablement amélioré malgré l'abaissement de température des gaz.

Ce tirage peut, bien entendu, être amoindri pour chaque chaudière par le jeu d'un registre, de manière qu'il n'y ait pas, pour brûler chaque kilogramme de charbon, un excès d'air dont l'action se traduirait par un refroidissement général des gaz de la combustion moins aptes alors à se faire dépouiller de leurs calories.

Quant aux chaudières transformées, elles ont donné le résultat suivant :

Régime de combustion par mètre carré de grille et heure.	Vaporisation par kilogramme de charbon.	Rendement.
63 ^{ks}	7,3	60 pour 100

Dans un essai à la combustion de 100^{ks} par mètre carré : heure, on a obtenu encore la vaporisation de 6^{ks},6 par kilogramme de charbon.

Au régime de 63^{ks} les températures relevées ont été les suivantes :

<i>Gaz</i> : Après la chaudière proprement dite.....	} 41 ^o
Avant le premier groupe de réchauffeurs.....	
Entre les deux groupes de chacun des deux réchauffeurs.....	251
A l'entrée dans le collecteur des fumées.....	148
<i>Eau</i> : A l'entrée des chaudières.....	40
Entre les deux groupes de réchauffeurs.....	65
Avant l'entrée à la chaudière.....	120

L'augmentation de rendement est plus grande que ne l'indique l'accroissement de température. Ce fait est d'ailleurs d'accord avec la notion qu'on connaît du bénéfice que donne le réchauffage d'eau d'alimentation.

Il paraît naturel de penser qu'une chaudière, pour être d'un bon rendement, doit être composée de deux parties : l'une où se réchauffe l'eau d'alimentation jusque vers l'ébullition avec des gaz sortant des carneaux de la chaudière proprement dite, l'autre dans laquelle l'eau réchauffée se déverse et se vaporise.

Un type de chaudière à maçonnerie réduite est indiqué.

L'addition d'un mode de surchauffe complète heureusement cet ensemble.



AU SUJET
DE LA
PRÉPARATION DES MODÈLES
ET DE
L'ANALYSE DES RÉSULTATS D'ESSAI

AU BASSIN D'ESSAI DES CARÈNES DE LA MARINE, A PARIS,

PAR M. PETITHOMME,
Ingénieur principal du Génie maritime.

Le bassin d'essai des carènes de la Marine, à Paris, a été inauguré le 9 juillet 1906 par M. Thomson, Ministre de la Marine.

La description générale de l'établissement a été faite dans plusieurs revues, notamment, d'une manière très complète, dans le *Génie civil*, du 8 septembre 1906, sous la signature de M. Piaud, ancien ingénieur de la Marine, membre de l'Association. Nous ne pouvons mieux faire que d'y renvoyer.

Depuis l'inauguration, instruits par une expérience de tous les jours, nous avons cherché à perfectionner dans les détails l'outillage mis à notre disposition et les méthodes de préparation et d'essai des modèles. Les appareils relatifs aux propulseurs ont particulièrement retenu notre attention, et nous comptons être dans le cours de la présente année en possession d'un nouvel appareil construit sur nos plans; il sera pourvu de quatre arbres porte-hélices, fonctionnera jusqu'à 3000 tours et nous permettra, nous l'espérons, d'apporter notre contribution aux études nouvelles et si intéressantes que suscite l'adoption des turbines comme agents moteurs des navires modernes.

Mais, en attendant ce nouvel appoint à notre outillage, nous sommes en mesure d'aborder nombre de questions importantes concernant la résistance des carènes ou le fonctionnement des propulseurs. Le concours du bassin d'essai est d'ailleurs acquis à l'industrie privée dans la mesure de nos moyens et, bien entendu, dans celle qui sera jugée convenable par le Ministre, suivant les circonstances.

Aussi avons-nous pensé qu'il ne serait peut-être pas sans intérêt d'exposer

quelques-unes de nos méthodes de travail à titre de renseignement pour les constructeurs qui s'adressent à nous.

C'est le but de la présente Communication faite sans aucune prétention théorique et sans aucune intention de critiquer ou d'apprécier la manière dont d'autres que nous ont cru devoir procéder.

Les essais du modèle d'un bâtiment étant décidés, il faut tout d'abord confectionner ce modèle. Sur ce point, nos errements ne diffèrent pas de ceux des autres chantiers similaires, que je sache. En ce qui concerne l'échelle à adopter pour le modèle, l'expérience nous a montré qu'il convenait, avec les appareils dont nous disposons, d'adopter une échelle telle que la longueur du modèle fût de 5^m environ entre perpendiculaires. Plus longs, ils sont lourds et encombrants, plus sujets à se déformer, et donnent au dynamomètre des efforts hors de proportion avec ce qu'on est en droit de lui demander; plus courts, ils conduisent forcément à des résultats moins rigoureux, quels que soient la précision des enregistreurs et les soins apportés aux expériences.

Ici, comme en beaucoup de cas, nous vivons de compromis et, je le répète, avec nos appareils, la longueur de 5^m pour les modèles nous a paru être la plus avantageuse.

Je ferai toutefois une restriction concernant les sous-marins par exemple et, d'une manière générale, tout type de carène s'écartant notablement des formes les plus répandues. L'échelle est alors à choisir dans chaque cas particulier.

Le modèle étant coulé, la taille est faite par une machine spéciale et son exactitude dépend évidemment de celle des tracés qui nous sont fournis pour l'exécution. Il est bon, pour celle-ci, que nous ayons un plan des formes, simple héliographie, si l'on veut, à l'échelle ordinaire et comportant la légende usuelle qui accompagne les tracés de l'espèce; ce document nous est précieux pour les prévisions, vérifications et aperçus d'ensemble; à défaut de ce plan, la légende qui l'accompagne ordinairement est des plus utiles, sinon indispensable. Mais le tracé capital pour l'exécution par la machine à tailler est le plan des lignes d'eau suivant lesquelles elle opère. Tenant compte des rapports amplificateurs de la machine, de l'échelle prévue pour le modèle, de la grandeur du tracé convenable pour ne pas fatiguer outre mesure l'ouvrier chargé de la conduite, nous exécutons ce plan à une échelle telle qu'il ait 2^m entre perpendiculaires; la machine à tailler reproduit les lignes d'eau à l'échelle $2\frac{1}{2}$, donnant bien une longueur de 5^m pour le modèle. Cette règle n'est pas stricte, car la machine peut aussi amplifier dans les rapports 2; 2,5; 3; 3,75 et 4, et l'on peut dresser en conséquence le plan de taille pour une grandeur de modèle simplement voisine de 5^m sans avoir rigoureusement cette valeur. Nos châssis servant à la coulée des modèles ont été récemment établis pour laisser quelque latitude à cet égard; mais nous recommandons la longueur la plus voisine de 5^m pour le modèle et de 2^m pour le plan des lignes d'eau destiné à la taille.

Le procédé graphique d'interprétation des résultats que nous exposerons bientôt élimine d'ailleurs tout inconvénient résultant de l'emploi, entre le modèle et le bâtiment, d'un rapport de similitude dont l'expression n'est pas un chiffre simple.

Les premières lignes d'eau 0, 1, 2, etc., peuvent, en général, être tracées par rapport à un axe commun qui correspond au plan longitudinal : en effet, elles ne se confondent pas, et l'ouvrier chargé de la machine à tailler suit facilement leur contour. Pour les lignes d'eau d'ordre plus élevé où la distinction est parfois assez difficile, nous les rapportons chacune sur le même plan à

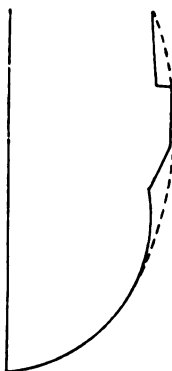
Fig. 1.



un axe spécial de manière à bien les séparer et à faciliter le travail de taille assez absorbant pour celui qui en est chargé (fig. 1). Une distance de 1^{cm} entre ces axes est suffisante et convenable.

Le nombre total de lignes d'eau à tracer est déterminé par ce fait que nos

Fig. 2.



modèles sont taillés uniformément jusqu'à une hauteur de 0^m,15 au-dessus de leur flottaison.

Il se présente, rarement sur les bâtiments de commerce, mais fréquemment sur les navires de guerre, des discontinuités ou ressauts brusques de formes qui, la plupart du temps, ne se confondent pas avec des plans de lignes d'eau. Dans ce cas, le plan de taille horizontal doit être établi suivant les formes continues d'une surface circonscrite à celle du bâtiment ; les formes exactes sont obtenues au finissage à la main.

Pour ce dernier, quel que soit d'ailleurs le navire à copier, on se sert de gabarits reproduits d'un vertical établi à l'échelle grandeur du modèle. Il est

bon d'y indiquer en pointillé, quand il y a lieu, les couples de la surface circonscrite dont nous venons de parler. Le vertical en question, limité à 0^m,15 au-dessus de la flottaison du modèle, comporte les vingt divisions habituelles et en plus, quand c'est nécessaire pour l'exécution des parties extrêmes, quelques couples intermédiaires (c'est toujours le cas pour les navires dont les sorties d'arbres sont formées par des ailerons faisant partie intégrante de la coque).

Enfin, il est indispensable de préparer, également à l'échelle grandeur du modèle, **le profil des extrémités AV et AR.**

A l'exception du **plan des formes** proprement dit qui constitue un simple renseignement, les différents **documents** énoncés doivent être établis en traits fins sur du bon papier à dessin et **roulés**; **tout** plan plié et toute reproduction héliographique sont inutilisables; nous **préférons le papier** à la toile à calquer qui se déforme davantage.

L'observation minutieuse de ces diverses prescriptions **nous a**, jusqu'ici, permis de réaliser tous nos modèles avec l'exactitude voulue, **sans mécompte** et sans une dépense exagérée de main-d'œuvre de finissage.

Il me reste maintenant à exposer sommairement notre méthode de traduction des résultats des essais de traction des modèles effectués au bassin d'essai des carènes à Paris.

Tout en conservant dans leur intégrité, pour les études d'ordre général, les formules de M. R.-E. Froude, nous employons, pour obtenir la courbe des résistances d'un navire donné, des formules simplifiées et un procédé graphique qui abrègent les opérations.

C'est en particulier par ce procédé que sont traités les résultats des essais des modèles de bâtiments que nous demande l'industrie privée.

Je vais l'exposer en rappelant d'abord sommairement les formules complètes de l'éminent ingénieur anglais et le principe de comparaison par lequel se justifie l'existence des bassins d'essais.

Soient un navire donné et son modèle ou, d'une manière plus large, plusieurs navires semblables de dimensions différentes. Comme base des opérations et des calculs, on considère d'abord comme exacte la loi de similitude mécanique qui, dans notre cas particulier, peut se formuler ainsi :

« Les vitesses correspondantes de deux navires semblables sont entre elles comme la racine carrée du rapport de leurs dimensions. »

« Soient, à une certaine vitesse V pour un navire, Δ le volume de la partie immergée et R_d la résistance directe exprimée en prenant comme unité de force le poids de l'unité de volume du liquide dans lequel a lieu le déplacement du navire; le rapport $\frac{R_d}{\Delta}$ a la même valeur pour tous les navires semblables aux vitesses correspondantes, quelles que soient les densités des fluides dans lesquels ils flottent respectivement. »

Il en résulte qu'aux vitesses **correspondantes** les expressions

$$K = \frac{V}{\Delta^{\frac{1}{3}}} \sqrt{\frac{4\pi}{g}}, \quad C_d = \frac{1000 R_d}{\Delta k^2}$$

ont la même valeur pour tous les navires semblables considérés ⁽¹⁾.

On peut encore dire : pour une même valeur de K les valeurs de C_d sont les mêmes quel que soit le navire considéré.

L'expression K a reçu le nom de *constante de vitesse* et l'expression C_d celle de *constante de résistance directe*.

La même constance se retrouve encore pour tous les navires semblables dans les expressions suivantes :

$$U = \frac{V}{\sqrt{\Lambda}} \sqrt{\frac{4\pi}{g}},$$

dite *constante de longueur de vitesse* ⁽²⁾ (aux vitesses correspondantes),

$$L = \frac{\Lambda}{\Delta^{\frac{1}{3}}},$$

dite *constante de longueur* ⁽²⁾,

$$S = \frac{\Sigma}{\Delta^{\frac{1}{3}}},$$

dite *constante de surface*, expressions dans lesquelles Λ et Σ représentent respectivement la longueur et la surface mouillée de la carène et V la vitesse exprimée par seconde en même unité de longueur que Λ , unité dont sont également dérivées les unités de surface et de volume.

Enfin, si l'on exprime toujours les efforts en poids de l'unité de volume du fluide pris dans chaque cas particulier comme unité, la résistance f due au frottement ou *résistance de frottement* d'une carène donnée a pour valeur celle qui résulte de la formule empirique :

$$1000 f = O. \Sigma. \Lambda. U^{1,825}.$$

O est un coefficient variable avec la longueur et qui a été déterminé expérimentalement.

⁽¹⁾ Pour la justification des coefficients $\sqrt{\frac{4\pi}{g}}$ et $\frac{1000}{K^2}$, nous renvoyons à la Communication de M. R.-E. Froude (*Transactions I. N. A.*, 1888, p. 304).

⁽²⁾ Je dois signaler ici que, dans la Communication de M. R.-E. Froude, la constante de longueur de vitesse et la constante de longueur sont représentées par les lettres L et M respectivement.

Telles sont les formules et données que nous avons cru pouvoir simplifier dans un certain nombre de cas particuliers.

Les constantes de longueur et de surface précédemment définies ne changent ni de forme ni de signification. Mais nous nous contentons de l'emploi de deux autres constantes simples analogues aux deux premières dont il a été question et qui sont : *constante de vitesse*,

$$K = \frac{V}{\Delta^{\frac{1}{6}}},$$

constante de résistance directe,

$$C_d = \frac{1000 R_d}{\Delta},$$

auxquelles s'applique intégralement le principe énoncé plus haut, savoir :

Pour une même valeur de K les valeurs de C_d sont les mêmes, quel que soit le navire considéré, dans une série de navires semblables, R_d ayant la même signification que précédemment.

Les unités employées au bassin d'essai des carènes, à Paris, sont les suivantes :

le mètre pour les longueurs;
le mètre carré pour les surfaces;
le mètre cube pour les volumes;
le mètre par seconde pour les vitesses;
le kilogramme pour les forces;
le tonneau de 1000^{kg} pour les déplacements.

Soient maintenant, exprimés au moyen de ces unités pour un navire et son modèle, respectivement :

Λ et λ les longueurs entre perpendiculaires;

Σ et σ les surfaces mouillées;

Δ et δ les volumes de carènes;

p et P les poids ou déplacements, dépendant des densités des fluides;

V et v les vitesses correspondantes : $\frac{V}{v} = \sqrt{\frac{\Lambda}{\lambda}} = \left(\frac{\Delta}{\delta}\right)^{\frac{1}{6}}$;

R_d^k et r_d^k les résistances directes à ces vitesses exprimées en kilogrammes (R_d et r_d étant les mêmes résistances exprimées en prenant comme unités de force les poids de l'unité de volume des fluides respectifs);

R^k et r^k les résistances totales à ces mêmes vitesses, en kilogrammes (R et r étant ces quantités mesurées comme R_d et r_d respectivement);

C_d et c_d les constantes de résistance directe;

C et c les expressions analogues correspondant aux résistances totales.

On a d'ailleurs évidemment, avec les unités adoptées pour un essai quelconque d'un modèle remorqué à la vitesse v , soit pour une valeur donnée de

$$K = \frac{v}{\delta^{\frac{1}{6}}},$$

$$c = \frac{1000 r}{\delta} = \frac{r^k}{p}.$$

Une pesée directe du modèle donne la valeur de p dans chaque cas, étant entendu que ce modèle est lesté et réglé de manière à se trouver dans les conditions voulues de tirant d'eau, quelle que soit la densité de l'eau du bassin; la valeur de r^k se déduit de la courbe inscrite par les appareils enregistreurs et de son tarage.

Dans cette expression, la part afférente à la résistance de frottement est égale à

$$1000 \frac{f}{\delta} = \frac{0 \sigma \lambda}{\delta} \left(\frac{v}{\lambda} \sqrt{\frac{4 \pi}{g}} \right)^{1,825} = \frac{O \left(\frac{4 \pi}{g} \right)^{0,9125}}{\lambda^{0,9125}} \text{SL} v^{1,825},$$

en prenant pour O la valeur correspondant à la longueur λ , et, comme

$$v = K \delta^{\frac{1}{6}},$$

on peut écrire

$$1000 \frac{f}{\delta} = A_{\lambda} \text{SL} \delta^{0,304} K^{1,825} = \varphi K^{1,825},$$

en posant

$$A_{\lambda} = \frac{O \left(\frac{4 \pi}{g} \right)^{0,9125}}{\lambda^{0,9125}} \quad \text{et} \quad \varphi = A_{\lambda} \text{SL} \delta^{0,304}.$$

Nous avons, en partant du Tableau dressé par M. R.-E. Froude pour O , calculé les valeurs de A en fonction de la longueur des bâtiments. Nous les donnons à la fin de la présente Note. (Les valeurs correspondant aux longueurs de 200^m et 220^m ont été calculées par extrapolation au moyen des différences cinquièmes.)

Nous donnons également le Tableau des valeurs de $K^{1,825}$ entre $K = 0,8$ et $K = 3,0$, ce qui est largement suffisant en pratique.

Il vient, en résumé, pour le modèle remorqué à la vitesse v , soit pour la valeur de K qui en résulte,

$$c_d = c - \varphi K^{1,825}.$$

A la vitesse V correspondant à v , soit pour la même valeur de K , on aurait, pour le bâtiment lui-même,

$$C_d = c_d,$$

$$C = C_d + \Phi K^{1,825} = c - (\varphi - \Phi) K^{1,825},$$

c'est-à-dire

$$\frac{R^k}{P} = c - (\varphi - \Phi) K^{1,825},$$

relation donnant la résistance totale du bâtiment, en kilogrammes, par tonneau de déplacement en eau de densité quelconque, la valeur de P dépendant toutefois de cette densité.

Le coefficient Φ a pour valeur $A_{\Delta} S L \Delta^{0,204}$, A_{Δ} étant celle de A qui résulte du Tableau pour la longueur Δ .

Ce qui précède implique deux hypothèses :

1° La loi du frottement d'une carène en paraffine et celle du frottement d'une carène peinte et propre, cela va de soi, sont identiques.

Sur ce point, nos expériences ne sont pas encore assez nombreuses, ni assez poussées pour nous permettre d'être affirmatif. Toutefois, les éléments en notre possession nous donnent à penser qu'en pratique, avec une peinture bien faite, les divergences entre celle-ci et la paraffine sont d'importance secondaire.

2° La loi de similitude est rigoureusement applicable d'un bâtiment à son modèle.

Ici l'incertitude est encore plus grande ; la vérification *a posteriori* est délicate, puisque, en pratique, les essais de recette des bâtiments ne donnent pas la valeur de $\frac{R^k}{P}$, mais cette valeur affectée du rendement de l'appareil moteur et de celui des propulseurs. Encore, faut-il admettre de plus que la succion ou l'influence des propulseurs sur la coque est la même pour le bâtiment et pour son modèle.

Ces trois causes d'incertitude nous échappent, puisqu'elles dépendent non de nos modèles et de notre matériel d'expérience, mais en grande partie des appareils mêmes des bâtiments et du soin apporté à leur construction.

Aussi, du moins quand il s'agit des bâtiments de la Marine militaire, opérons-nous par comparaison. Pour un navire nouveau, nous concluons des résultats d'essais faits sur le modèle aux puissances probables à adopter pour ce navire en admettant les rapports qui résultent des essais comparatifs d'un bâtiment réalisé du type le plus voisin qui se puisse trouver.

Cette méthode, qui exige d'ailleurs un certain esprit critique, est évidemment susceptible de perfectionnements, nous n'en disconvenons pas, mais en l'état de la question, nous n'hésitons pas à lui accorder nos préférences en attendant que les expériences de toute nature nous aient fourni un criterium plus précis et plus digne de confiance.

Il est avantageux d'essayer un modèle aux tirants d'eau du plan des formes, avec une autre différence de tirants d'eau et aussi avec une certaine surcharge. Outre que les trois séries d'essais comportent chacune en elle-même des renseignements, leur comparaison est précieuse pour le tracé même des

courbes de résistance. On est en effet tenté, *a priori*, de tracer ces dernières suivant des lignes de belle venue, en négligeant des points isolés qui semblent sortir de l'allure générale, en quelque sorte esthétique, à laquelle on est tout disposé à s'attendre. Mais la constatation répétée d'anomalies, apparentes à première vue et retrouvées dans plusieurs séries d'essais faits dans des conditions quelque peu différentes, est des plus utiles pour le tracé des courbes récapitulatives. Nous en avons fait plusieurs fois l'expérience.

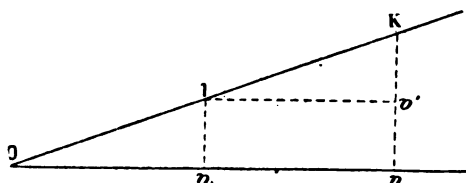
Il va de soi que, sinon pour tous nos modèles, du moins pour les plus intéressants, nous étudions en outre l'influence des appendices et celle des propulseurs sur la coque.

Étant donnée une série d'essais de résistance faits sur la carène d'un modèle dans des conditions bien déterminées, nous les traduirons graphiquement comme suit, d'après la méthode simplifiée que nous avons exposée :

Les vitesses en mètres par seconde du modèle sont portées en abscisses, et les valeurs de $c = \frac{r^k}{\rho}$ en ordonnées; un artifice très simple permet ensuite d'obtenir ces dernières en fonction de K ; il suffit de tracer sur la figure une oblique de direction convenable. En effet, avec les unités et les longueurs de modèles adoptées, K est en général plus grand que v et du même ordre de grandeur.

Soient (fig. 3) Ov l'axe des vitesses et OK la droite oblique telle que pour

Fig. 3.



une parallèle quelconque aux ordonnées, et à la même échelle, OK et Ov représentent les valeurs correspondantes de K et de v .

On a

$$Kv = \sqrt{OK^2 - Ov^2} = OK \sqrt{1 - \frac{v^2}{K^2}} = Ov \sqrt{\frac{1 - \delta^2}{\delta^2}}.$$

Ainsi, prenant une abscisse quelconque Ov , on en déduit le point K correspondant et la droite oblique OK cherchée.

En pratique, les plus faibles valeurs de K qu'il y ait à considérer sont peu différentes de l'unité, et c'est ce point sur OK que nous prenons comme origine,

$$Kv' = 1 \cdot v' \sqrt{\frac{1 - \delta^2}{\delta^2}},$$

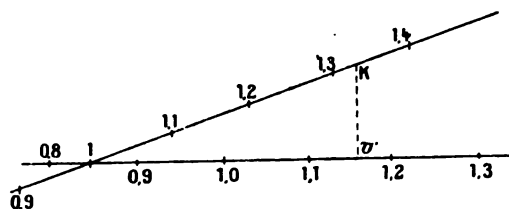
et la position du point origine 1 sur l'axe Ov est déterminée par la valeur de v résultant de l'équation

$$\frac{v}{\delta^{\frac{1}{\delta}}} = 1, \quad \text{soit} \quad v = \delta^{\frac{1}{\delta}}.$$

Il est du reste facile de substituer à ce procédé élémentaire de détermination toute autre méthode de calcul ou graphique qui semblera plus avantageuse.

Des divisions portées sur les deux droites (*fig. 4*) indiquent sur nos feuilles

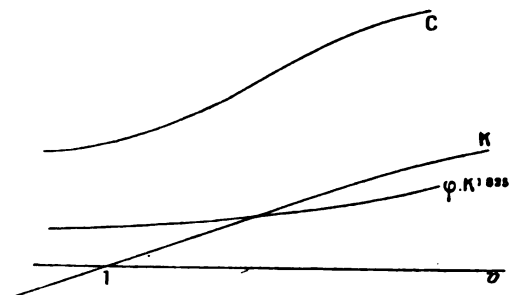
Fig. 4.



récapitulatives les valeurs de K et de v en chiffres ronds. En tout cas, une même verticale donne la valeur de $\frac{r^K}{p}$ correspondant aux valeurs simultanées de K et de v .

Si maintenant, poursuivant notre étude, nous voulons déterminer soit la

Fig. 5.



résistance directe du type de navire à l'essai, soit la résistance totale du bâtiment semblable au modèle éprouvé, nous opérerons de la manière suivante :

Dans le premier cas (*fig. 5*) nous tracerons la courbe dont les ordonnées ont pour valeurs

$$\varphi K^{1.823},$$

comptées comme celles de la courbe des résistances totales à partir de l'horizontale 1 v' . Les différences d'ordonnées entre ces deux courbes donnent,

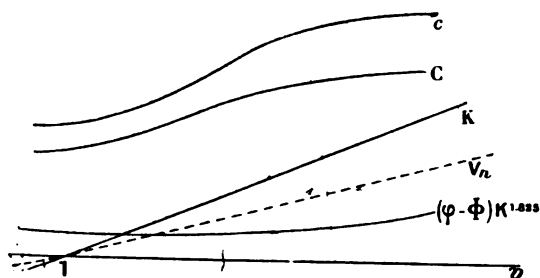
pour toute valeur de ν , ou mieux de K , les valeurs afférentes à la résistance directe

$$C_d = \frac{r_d^K}{\rho} = \frac{R_d^K}{P}.$$

Le Tableau de ces valeurs, ou, de préférence, la courbe qui en résulte, constitue un renseignement des plus utiles dans les études comparatives.

Dans le second cas (*fig. 6*) que nous examinons plus spécialement ici,

Fig. 6.



nous tracerons la courbe ⁽¹⁾ dont les ordonnées, rapportées comme précédemment à l'axe ν , ont pour valeur

$$(\varphi - \Phi)K^{1,825}.$$

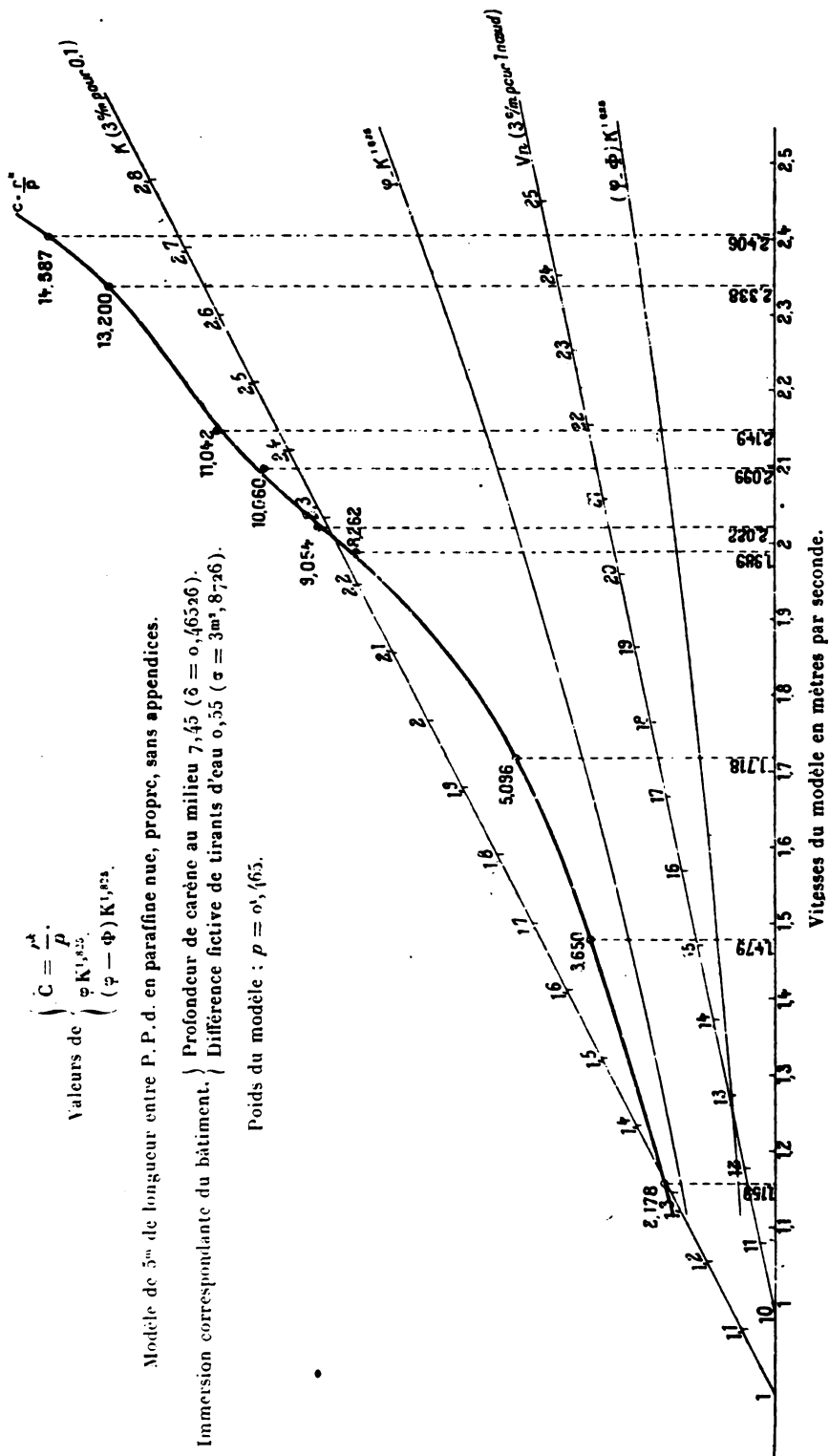
On en déduit par différence, soit sous forme de Tableau, soit sous forme d'une nouvelle courbe, pour un navire bien défini de longueur et semblable au modèle expérimenté, la loi des résistances totales de ce navire rapportée à l'unité de déplacement. Si l'on veut enfin transcrire cette courbe en fonction des vitesses en nœuds plus communément envisagées pour les bâtiments de mer, il est facile d'y arriver par une nouvelle application du procédé qui nous a déjà servi.

Notons, en effet, que la vitesse en nœuds V_n correspondant à une valeur donnée de ν ou à la valeur corrélatrice de K satisfait aux relations

$$V_n = \frac{K \Delta^{\frac{1}{6}}}{.5144...} = \frac{\nu \sqrt{\frac{\lambda}{\lambda}}}{.5144...}.$$

On peut la déterminer pour deux valeurs quelconques de K ou de ν (l'une

⁽¹⁾ Qu'il s'agisse de la courbe des valeurs de $\varphi K^{1,825}$ ou de $(\varphi - \Phi)K^{1,825}$, les calculs et graphiques sont très simplifiés par l'usage du troisième Tableau joint à la présente Note. C'est celui des valeurs de K pour lesquelles $K^{1,825}$ a des valeurs simples : 0,9, 1,0, 1,1, 1,2, etc. Une règle graduée une fois pour toutes, et portant ces valeurs de K , permet de les reporter sur l'oblique correspondante et, par un calcul très rapide, de déterminer les divers points des deux courbes de correction ci-dessus mentionnées.



d'elles étant en particulier celle qui correspond à $K = 1$), puis, par un calcul ou une construction géométrique des plus élémentaires, déterminer une seconde droite oblique $1 V_n$ sur laquelle seront portées les vitesses V_n à une échelle convenable. De cette manière, sur une planche unique, de forme et de construction simples, sont résumés les résultats des essais de traction d'un modèle et les résistances totales à en déduire pour un bâtiment semblable de dimensions déterminées; une même ordonnée correspond, en effet, aux valeurs simultanées de v , de K et de V_n .

Nous ne pouvons mieux faire, pour terminer, que de donner à titre d'exemple une planche récapitulative établie d'après les règles qui viennent d'être exposées.

TABLEAU I.
Valeurs de A_{λ} .

Longueurs en mètres	A_{λ} .	Longueurs en mètres	A_{λ} .	Longueurs en mètres	A_{λ} .
λ .		λ .		λ .	
^m 2,50.....	0,07595	^m 10.....	0,01591	^m 110.....	0,001289
3,00.....	0,06187	20.....	0,00754	120.....	0,001178
3,50.....	0,05187	30.....	0,004906	130.....	0,001086
4,00.....	0,04448	40.....	0,003591	140.....	0,001005
4,50.....	0,03885	50.....	0,002881	150.....	0,000937
5,00.....	0,03445	60.....	0,002392	160.....	0,000877
5,50.....	0,03094	70.....	0,002045	170.....	0,000822
6,00.....	0,02807	80.....	0,001785	180.....	0,000775
6,50.....	0,02573	90.....	0,001581	200.....	0,000687
7,00.....	0,02364	100.....	0,001422	220.....	0,000608

TABLEAU II.

Valeurs de $K^{1,825}$.				Valeurs de K pour les valeurs simples de $K^{1,825}$.			
K .	$K^{1,825}$.	k .	$K^{1,825}$.	$K^{1,825}$.	K .	$K^{1,825}$.	K .
0,80	0,665	2,00	3,543	0,6	0,756	1,9	1,421
0,90	0,825	2,10	3,873	0,7	0,822	2,0	1,462
1,00	1,000	2,20	4,216	0,8	0,885	2,1	1,502
1,10	1,190	2,30	4,573	0,9	0,944	2,2	1,540
1,20	1,395	2,40	4,942	1,0	1,000	2,3	1,578
1,30	1,614	2,50	5,324	1,1	1,054	2,4	1,616
1,40	1,847	2,60	5,719	1,2	1,105	2,5	1,651
1,50	2,096	2,70	6,127	1,3	1,155	2,6	1,688
1,60	2,358	2,80	6,547	1,4	1,202	2,7	1,723
1,70	2,634	2,90	6,980	1,5	1,249	2,8	1,758
1,80	2,923	3,00	7,426	1,6	1,294	2,9	1,792
1,90	3,226	"	"	1,7	1,337	3,0	1,826
"	"	"	"	1,8	1,380	"	"

SUR

UN COMPAS ÉLECTROMAGNÉTIQUE

POUR

BLOCKHAUS CUIRASSÉS ET SOUS-MARINS,

PAR M. L. DUNOYER ⁽¹⁾.

Dans le blockhaus cuirassé où le commandant d'un navire se tient pendant le combat et d'où il dirige, par des appareils de transmission, la manœuvre et le tir de son bâtiment, il est à peu près indispensable qu'il sache : 1° la route qu'il suit; 2° le point où il en est d'une évolution d'escadre pour la bonne exécution de laquelle il est nécessaire que chaque unité arrive à son poste sans le dépasser.

Mais les indications de l'aiguille aimantée ou compas y sont à peu près inutilisables. Si grandes que soient les perturbations que produisent les masses d'acier et de fer avoisinant le compas, on peut, théoriquement du moins, les compenser au moyen de masses de fer doux et d'aimants convenablement placés. Mais dans les blockhaus, d'une épaisseur de 15^{cm} à 25^{cm}, la raréfaction des lignes de force est si grande que le champ compensé qui dirige la boussole est très faible; le plus léger frottement du pivot sur la chape la rend à peu près insensible.

On a essayé de remédier à cet inconvénient, soit en employant des compas possédant un grand moment magnétique, qui sont alors nécessairement des compas liquides, soit en transmettant dans les blockhaus les indications d'un compas placé à l'extérieur. Les compas liquides ont l'inconvénient de subir un entraînement plus ou moins sensible quand le navire évolue. Les systèmes proposés pour la transmission des indications d'un compas ne présentent aucun avantage spécial au point de vue de la compensation dont la pratique est au contraire extrêmement facilitée avec l'appareil que présente M. Dunoyer.

⁽¹⁾ M. Dunoyer n'a pas fait parvenir la Note détaillée qui lui avait été demandée lors de l'Assemblée du 6 mai.

Un navire quelconque, un transatlantique par exemple, appelé à naviguer pendant plusieurs jours dans des parages brumeux, ou un navire de guerre dont l'état magnétique a été modifié par un combat, doit pouvoir rectifier sa compensation, *rapidement et sans faire d'observations astronomiques ou géographiques* qui nécessitent des conditions atmosphériques favorables. Ce problème a été résolu pour les compas magnétiques par lord Kelvin, qui a imaginé pour cela le *défecteur*, mais son emploi s'est peu répandu, car il est très difficile à la mer. L'appareil présenté permet de résoudre aussi ce problème d'une manière complète et très simple.

Il se compose d'une bobine d'axe horizontal montée sur un axe vertical pouvant recevoir un mouvement de rotation rapide au moyen d'un petit moteur suffisamment éloigné; sur cette bobine sont enroulés deux circuits identiques dont les extrémités sont reliées respectivement aux deux demi-bagues d'un collecteur formé d'un anneau métallique coupé aux extrémités d'un même diamètre; les deux collecteurs, isolés l'un de l'autre, sont identiques et montés sur l'axe vertical de rotation. Deux paires de balais frottent sur eux en des points de contact situés aux extrémités de deux diamètres rectangulaires, dont l'un est parallèle au plan de symétrie longitudinal du navire; chaque paire est reliée à un galvanomètre situé dans l'appareil récepteur; les deux galvanomètres ont leurs axes perpendiculaires et sont munis de miroirs qui forment sur une glace dépolie les images de deux traits lumineux perpendiculaires entre eux, se croisant au centre de la glace dépolie où ils figurent deux axes Ox et Oy . Quand la bobine du *transmetteur* est en mouvement, les deux traits se déplacent et viennent en des positions $O'x'$, $O'y'$; on montre que *le vecteur OO' est équipollent au champ magnétique au centre du transmetteur*. On connaît donc à la fois la direction du champ et son intensité.

On place le *transmetteur* en un endroit protégé, mais possédant cependant un champ moyen aussi intense que possible. Le *récepteur* est placé sous les yeux du commandant.

Quand le navire fait un tour d'horizon, on montre que le point de croisement des traits lumineux décrit sur la glace dépolie le dygogramme elliptique du commandant Guyou. Après avoir fait tourner le *transmetteur* tout entier d'un angle égal à l'angle du grand axe de l'ellipse avec Ox , ce qui rétablit la symétrie apparente des fers doux, par rapport au transmetteur, un second tour d'horizon donne une ellipse à axes parallèles aux axes de coordonnées. Pour achever la compensation, on peut alors employer deux procédés :

1° Si L et M sont les axes de l'ellipse, le rapport $\frac{L - M}{L + M}$ fournit, au moyen de la Table du commandant Guyou, la distance à laquelle il faut placer des correcteurs de fer doux d'un rayon donné. Une fois qu'ils sont placés, un nouveau tour d'horizon donne un cercle de centre Ω ; on le centre sur la rose en plaçant des aimants longitudinaux et transversaux.

2° On centre l'ellipse sur la rose en décalant les positions de zéro des galvanomètres de manière qu'elles se coupent au point symétrique du centre de l'ellipse par rapport au centre de la rose. On introduit alors dans le circuit d'un des galvanomètres une résistance convenable pour que le grand axe de l'ellipse devienne égal au petit axe.

Cette méthode est la plus rapide, puisqu'elle n'exige que deux tours d'horizon et des opérations simples qui se font dans le récepteur lui-même. On peut ainsi obtenir la compensation complète en quelques minutes.

Des expériences et des projections sont faites pour vérifier ces principes.



NOTE SUR LA CONDENSATION,

PAR M. MAURICE LEBLANC.

I. — Extraction de l'air des condenseurs.

1° *Les condenseurs des turbines à vapeur doivent produire un vide plus grand que celui des machines à piston.* — L'adoption des turbines à vapeur a posé à nouveau le problème de la condensation, leur rendement ne pouvant atteindre celui des bonnes machines à piston que si elles débouchent dans un condenseur où le vide soit très élevé.

C'est que le rendement organique d'une turbine est moindre que celui d'une machine à piston, tant que la pression absolue de la vapeur est supérieure à 0^{kg},5 par centimètre carré. Mais il croît lorsque la pression décroît, le travail absorbé par le frottement des roues contre la vapeur diminuant plus vite que leur travail moteur. Au contraire, les résistances passives d'une machine à piston demeurent sensiblement constantes, tandis que son travail moteur est proportionnel, à chaque instant, à la pression exercée sur le piston. Son rendement organique décroît avec la pression.

Or, la vapeur traverse avec une grande vitesse les aubes d'une turbine. Si l'on considère une turbine ayant le même encombrement que le grand cylindre d'une machine à piston, elle pourra débiter, pendant le même temps, un volume de vapeur environ dix fois plus grand que celui débité par le grand cylindre.

Le rapport du volume final au volume initial de la vapeur peut donc être rendu égal à 150 dans une turbine, alors qu'il ne peut guère dépasser 15 dans une machine à piston.

La possibilité de pousser très loin la détente de la vapeur dans les turbines, jointe à l'accroissement de leur rendement organique lorsque la pression diminue, permet de leur faire acquérir un rendement aussi élevé que celui des meilleures machines à piston. Elles l'emportent alors sur elles par la simplicité, le peu d'encombrement, l'absence d'entretien et la facilité de conduite.

Mais il faut pour cela que la turbine débouche dans un condenseur où le vide soit très élevé.

Il a été reconnu expérimentalement que la consommation de vapeur des turbines diminuait de 3 pour 100, en nombre rond, chaque fois que le vide au condenseur augmentait de 10^{mm} de mercure.

Nous reproduisons, sur la figure 1, des courbes publiées par l'*Engineering* du 17 avril 1908, qui montrent l'influence du degré de vide du condenseur sur la consommation de vapeur d'une machine à piston et d'une turbine, d'après les expériences de M. Parsons.

Fig. 1.



C'est pourquoi on a cherché à faire des condenseurs industriels où la température fût maintenue à 30° C. et où la pression ne dépassât pas la tension de la vapeur d'eau saturée à cette température, soit 31^{mm},5 de mercure, tandis qu'il n'était guère avantageux d'abaisser cette pression au-dessous de 100^{mm} avec les machines à piston.

2° La pression dans le condenseur peut être rendue égale à la tension de vapeur de l'eau de condensation au moment où elle est rejetée, si l'air qui y pénètre est aspiré dans la partie la plus froide du condenseur. — Si la pression dans un condenseur ne dépendait que de la température à laquelle on rejette l'eau de condensation, pour maintenir cette pression égale à 31^{mm},5 de mercure, il suffirait de rejeter l'eau à 30° C. Si l'eau était prise à 15° et si la vapeur était saturée, mais sèche, à la fin de la détente, alors qu'elle est toujours partiellement condensée, il faudrait dépenser 40^l. d'eau pour condenser 1^{kg} de vapeur. Or, on atteint souvent ce chiffre avec les condenseurs ordinaires, notamment dans les machines marines.

Mais il y a aussi de l'air dans un condenseur. Il y est introduit, soit par les fuites, soit avec la vapeur, soit avec l'eau de condensation, si le condenseur

est à mélange. Celle-ci contient, en effet, de l'air à l'état dissous ⁽¹⁾ et tend à l'abandonner dans le vide.

Si on laissait l'air s'accumuler dans un condenseur, le vide y tomberait rapidement; le condenseur doit donc être muni d'une pompe à air.

La pression de l'air s'ajoute à celle de la vapeur; mais la température n'est pas uniforme dans un condenseur, l'eau de condensation s'échauffant au fur et à mesure que la vapeur se condense.

La tension de vapeur n'est donc pas la même en tous les points du condenseur. Les fluides s'écoulent de manière à y rendre la pression uniforme, et l'air s'accumule dans les parties froides : c'est là qu'il faut le puiser.

Si le volume aspiré par la pompe à air en 1 seconde est suffisant, la pression dans le condenseur pourra être rendue égale à la tension de vapeur dans la partie la plus chaude.

Dans le cas d'un condenseur à mélange, il faut employer deux pompes séparées pour extraire l'eau et l'air : ces deux pompes devant aspirer, l'une dans la partie la plus chaude, l'autre dans la partie la plus froide du condenseur, alors que d'ordinaire on enlève l'air et l'eau avec une même pompe.

Dans le cas d'un condenseur à surface, la même pompe peut enlever l'air et l'eau, à la condition que celle-ci ait été refroidie au contact des premiers tubes que traverse l'eau de condensation.

3° *Pression propre de l'air que doit extraire la pompe à air.* — Nous supposons, pour fixer les idées, qu'on emploie 40^l d'eau pour condenser 1^{kg} de vapeur saturée, mais sèche. Soient t_1 et t les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur. Nous aurons la relation

$$40(t - t_1) = 606,5 - 0,695t$$

ou

$$1,0174t = 15,16 + t_1.$$

Soient p et p_1 les tensions de vapeur correspondant aux températures t et t_1 . Si l'on veut que la pression dans le condenseur soit seulement égale à la tension p , il convient d'extraire l'air à la température t_1 sous la pression $(p - p_1)$.

Si l'on exprime les tensions p et p_1 en millimètres de mercure, le volume v_1 occupé par 1^{kg} d'air est égal à

$$v_1 = \frac{1}{1,293} \frac{273 + t_1}{273} \frac{760}{p - p_1} = 2,15 \frac{(273 + t_1)}{p - p_1} \text{ M}^3.$$

L'air est forcément saturé de vapeur à la température t_1 .

Soient u_1 le volume de 1^{kg} de vapeur saturée à cette température, x_1 le poids de vapeur contenu dans 1^{kg} d'air; nous avons $x_1 u_1 = v_1$.

⁽¹⁾ Environ 0^g,0025 par litre à 15°.

Donnons successivement à la température t_1 les valeurs 10, 15, 20 et 25; nous pouvons dresser le Tableau suivant :

t_1 .	t .	p .	p_1 .	$p - p_1$.	v_1 .	u_1 .	x_1 .
10.....	25	23,6	9,2	14,4	42,3	109,5	0,386
15.....	30	31,5	12,7	18,8	33	80,1	0,412
20.....	35	41,8	17,4	24,4	25,8	59,3	0,435
25.....	40	54,9	23,6	31,3	20,42	44,4	0,461

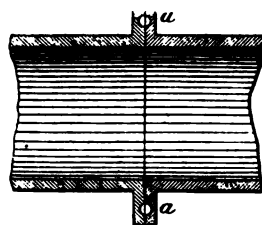
Si l'on veut que la pression dans le condenseur soit égale à la tension de vapeur de l'eau de condensation à sa sortie, de façon que le vide dans le condenseur soit aussi grand que possible, il faut que l'air soit enlevé à des pressions de plus en plus basses, lorsque la température de l'eau rejetée diminue. Si la température de l'air aspiré est égale à celle de l'eau de condensation à son entrée, soit 15° par exemple, et si l'on veut n'avoir dans le condenseur qu'une pression de 31^{mm},5, la pression propre de l'air aspiré ne doit être que de 18^{mm},8 de mercure.

Si la température de l'air aspiré est supérieure à celle de l'eau de condensation à son entrée, ce qui arrivera nécessairement dans les condenseurs à surface, la pression propre de cet air sera encore plus petite, et le volume à aspirer plus grand que le volume indiqué dans le Tableau précédent.

Si, au contraire, on peut laisser la pression dans le condenseur atteindre une valeur relativement élevée, 100^{mm} par exemple, ce qui suffit pour les machines à piston, et si l'eau est toujours introduite à 15° et rejetée à 30°, la pression propre de l'air extrait du condenseur pourra être de 87^{mm},3.

4° *Volume d'air réel que doit aspirer la pompe à air d'un condenseur. Puissance disponible pour déterminer son fonctionnement.* — Les conduites d'échappement devront être aussi courtes que possible et leurs joints faits avec soin. On peut pratiquer une rainure circulaire, dans les brides des tuyaux, comme il est représenté en *aa* sur la figure 2, et envoyer dans cette

Fig. 2.



rainure soit de l'eau sous pression, soit de la vapeur venant des chaudières. Il ne pourra rentrer alors dans la canalisation que de l'eau ou de la vapeur, ce qui sera sans influence sur le fonctionnement de la pompe à air.

Comme les turbines sont parfaitement étanches, il ne rentrera dans le condenseur que l'air contenu dans l'eau d'alimentation des chaudières, et le volume à extraire, pour obtenir un très grand vide, sera très petit par rapport à la puissance du condenseur.

Mais, si l'on n'a pas recours à une disposition spéciale pour assurer l'étanchéité complète des joints, l'expérience montre qu'il faut extraire d'un condenseur, pouvant condenser 10000^{kg} à l'heure, un poids d'air égal à celui qu'y laisserait pénétrer, d'une manière continue, un ajutage ⁽¹⁾ dont le col aurait :

3^{mm} de diamètre dans le cas des turbines;

5^{mm} de diamètre dans le cas des machines à piston, qui sont beaucoup moins étanches que les turbines.

La pompe à air d'un condenseur à surface pouvant absorber 10000^{kg} de vapeur à l'heure, refroidi avec de l'eau prise à 15° et rejetée à 30°, devrait alors aspirer un volume réel d'un mélange d'air, de vapeur et d'eau égal à :

60^l par seconde dans le cas des turbines, la pression de l'air étant de 18^{mm},8 de mercure.

(1) Lorsqu'un fluide s'écoule à travers un ajutage convergent, dans un milieu où la pression est inférieure à la moitié de la pression initiale, la pression dans le col de l'ajutage est indépendante de la pression d'aval et ne dépend que de la pression d'amont. La vitesse avec laquelle le fluide traverse le col est égale à la vitesse du son dans ce fluide, correspondant à la température qu'il possède à ce moment. Le poids de fluide débité par seconde ne dépend que de sa pression et de sa température initiales.

Si l'on désigne par :

Q le poids en grammes du fluide débité par seconde et par chaque centimètre carré de la section du col;

W la vitesse en mètres par seconde que possède le fluide en traversant le col;

P la pression initiale du fluide en kilogrammes par centimètre carré;

T sa température absolue initiale;

p la pression dans le col en kilogrammes par centimètre carré;

v le volume en mètres cubes par kilogramme du fluide, lorsqu'il traverse le col;

k le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant du fluide;

g l'accélération de la pesanteur,

on a les relations

$$Q = 10 \sqrt{gk \frac{P}{v}}, \quad W = 100 \sqrt{gkpv}, \quad p = P \left(\frac{2}{1+k} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

pour l'air $k = 1,41$;

on a d'ailleurs, pour l'air, $p v = 0,0022927 T$.

On en déduit

$$\frac{P}{p} = 0,52, \quad Q = 384 \frac{P}{\sqrt{T}}, \quad W = 18,3 \sqrt{T}.$$

Si la pression initiale est égale à la pression atmosphérique et si la pression initiale T est égale à 293, c'est-à-dire si elle est de 20° C, on a

$$Q = 235,2 \text{ par centimètre carré et par seconde.}$$

(Ce volume pourrait être réduit au moins de moitié si la canalisation du condenseur était parfaitement étanche.)

33^e par seconde, dans le cas des machines à piston, où la pression dans le condenseur pourrait atteindre sans inconvénient 100^{mm} de mercure, la pression de l'air étant de 87^{mm},3.

S'il s'agit d'un condenseur à mélange, il faudra extraire en même temps l'air dégagé dans le condenseur par l'eau de condensation. Nous verrons plus tard qu'en utilisant la force vive que possède l'eau de condensation à son arrivée dans le condenseur pour faire subir à l'air une première compression, on pourra obtenir le même vide avec les mêmes rentrées d'air en se servant de la même pompe à air que pour un condenseur à surface avec la même puissance.

Quant à la quantité de travail, dont on peut disposer pour mouvoir la pompe à air d'un condenseur, nous la déterminerons de la manière suivante :

Il y a bénéfice, pour la conservation des chaudières, à les alimenter avec de l'eau chaude, en leur prenant de la vapeur pour réchauffer l'eau d'alimentation, avant son introduction. Cela ne change rien à la dépense de combustible.

Supposons, par exemple, que la température de l'eau d'alimentation soit de 30°, que nous la réchauffions à l'air libre, en y faisant barboter un jet de vapeur avant de la refouler dans la chaudière, et portions sa température à 95°, en fournissant 65^{cal} à chaque litre d'eau.

Nous aurons 650000 frigories à fournir à l'eau d'alimentation d'une chaudière produisant 10000^{kg} de vapeur à l'heure.

La condensation de 1^{kg} de vapeur à la pression atmosphérique dégage 536^{cal},5, nous devons prendre à la chaudière, pour opérer ce réchauffage :

$$\frac{650000}{536,5} = 1200^{kg} \text{ de vapeur en nombre rond.}$$

Mais nous pourrions faire travailler la vapeur prise à la chaudière dans une machine à échappement libre avant de l'envoyer réchauffer l'eau d'alimentation. Le travail ainsi obtenu sera gratuit et obtenu grâce à une augmentation du rendement du cycle de la machine à vapeur. Nous aurons, en effet, utilisé partiellement la chute de température, que subit la chaleur en tombant de la température correspondant au timbre de la chaudière à celle de l'eau d'alimentation.

Supposons que la chaudière soit timbrée à 10^{kg} par centimètre carré : 1^{kg} de vapeur à cette pression occupe 0^m,1763; il pourrait fournir, en travaillant à pleine admission dans un cylindre à échappement libre,

$$0,1763 \times 100000 = 17630^{kg}.$$

Une machine sans détente et à échappement libre, de rendement organique égal à 1, dépenserait donc, par cheval et par heure, 15^{kg},3 de vapeur fournie par une chaudière timbrée à 10^{kg}.

Une telle machine ayant un rendement organique élevé, il est facile de ne lui faire consommer que 20^{kg} de vapeur par heure et par cheval.

Nous disposons ainsi d'une puissance de 60^{ch}.

Mais on estime d'habitude que, par suite des pertes de vapeur et des condensations le long des conduites d'échappement des machines auxiliaires, 70 pour 100 seulement de la vapeur qu'elles consomment servent à réchauffer l'eau d'alimentation.

La puissance disponible est réduite à 42 HP.

Il est naturel de lui demander :

1° D'entretenir la circulation dans les condenseurs à surface ou d'extraire l'eau de condensation des condenseurs à mélange;

2° D'extraire l'air et l'eau condensée;

3° D'alimenter les chaudières.

Or, pour un condenseur de 10000^{kg} de vapeur à l'heure, nous avons :

Vapeur condensée par seconde : $\frac{10000}{3600} = 2^{\text{kg}},78$;

Débit d'eau de condensation par seconde : $2,78 \times 40 = 111^{\text{l}},2$;

Eau à refouler dans les chaudières : $2,78 \left(1 + \frac{35}{536,5}\right) = 2^{\text{l}},97$.

Nous admettrons que :

1° Pour faire circuler l'eau dans un condenseur à surface, il faille lui communiquer une charge de 6^m à cause de la grande vitesse avec laquelle l'eau doit traverser les tubes;

2° Que toutes les pompes à eau soient des pompes rotatives ayant un rendement de 0,7;

3° La chaudière soit timbrée à 13^{kg},5.

Dans ces conditions, nous trouvons pour les puissances absorbées par ces diverses opérations :

	Condenseur de 10000 ^{kg} de vapeur à l'heure	
	à surface.	à mélange.
Circulation de l'eau de condensation	12,7 HP	»
Extraction de l'eau de condensation	»	21,2 HP
Extraction de l'eau condensée	0,53	0,53
Alimentation de la chaudière	7,65	7,65
	20,88 HP	29,38 HP

Nous disposons ainsi, pour le service de la pompe à air, de 21,12 HP avec le condenseur à surface et de 12,6 HP avec le condenseur à mélange.

Mais, si nous parvenons à réaliser une pompe à air n'absorbant que 12,6 HP avec le condenseur à mélange, elle conviendra aussi pour le condenseur à surface.

Nous adopterons donc le chiffre de 12,6 HP pour la puissance que peut absorber la pompe à air d'un condenseur de 10000^{kg} de vapeur à l'heure.

Il résulte de ce qui précède qu'une pompe à air doit aspirer, par cheval :

puissance absorbé, un volume réel de mélange fluide de $17^m, 2$ par heure, lorsqu'elle aspire dans un condenseur de turbine, et de $9^m, 45$ à l'heure, lorsqu'elle aspire dans un condenseur de machine à piston.

Quand on ne réchauffe pas l'eau d'alimentation, on se sert souvent de dynamos pour conduire les pompes d'un condenseur.

Supposons que les groupes électrogènes dépensent 7^k de vapeur par kilowatt-heure, résultat dépassé avec les turbines et les bonnes machines à piston.

La production d'un cheval-heure coûte, si l'on admet un rendement de 0,85 pour le moteur électrique, $\frac{7}{1,36 \times 0,85} = 6^k, 07$.

On dépensera donc 203^k de vapeur pour actionner un condenseur à surface de 10000^k de vapeur à l'heure, soit 2 pour 100 de la puissance totale, et 255^k de vapeur pour actionner un condenseur à mélange de même puissance, soit 2,55 pour 100 de la puissance totale.

Ces chiffres ont été réduits, dans de très bonnes installations; mais c'est grâce à une augmentation du rendement des pompes. En effet, si l'on dispose d'eau de condensation propre et si l'on peut sans inconvénient lui faire franchir des canaux de faible section, on peut élever jusqu'à 85 pour 100 le rendement des pompes rotatives; mais ces conditions ne sont pas toujours remplies.

En tout cas, l'économie de puissance ne peut être faite sur la pompe à air, à moins qu'on ne rende nulles les rentrées d'air.

5° *Défaut d'efficacité des pompes à air à piston, appliquées aux condenseurs des turbines.* — Ces pompes conviennent parfaitement pour les condenseurs des machines à vapeur, lorsque la pression dans le condenseur atteint 100^m de mercure. Si la pression vient encore à s'élever, elles deviennent capables d'enlever un grand poids d'air et l'on en abuse souvent, pour laisser se produire de fortes rentrées d'air dans les canalisations.

Mais, lorsqu'il s'agit de maintenir dans un condenseur une pression de 30^m de mercure environ, l'influence de leurs espaces nuisibles diminue dans une très forte proportion leur rendement volumétrique.

Si la compression de l'air se fait en une seule fois, il est impossible d'obtenir le vide voulu avec la meilleure des pompes, dont le rendement volumétrique devient sensiblement nul lorsque la pression dans le condenseur atteint 50^m . Pour obtenir un plus grand vide, il faut se servir de pompes associées en série, opérant la compression en deux et même trois fois. Enfin, il est absolument nécessaire de supprimer toutes les rentrées d'air.

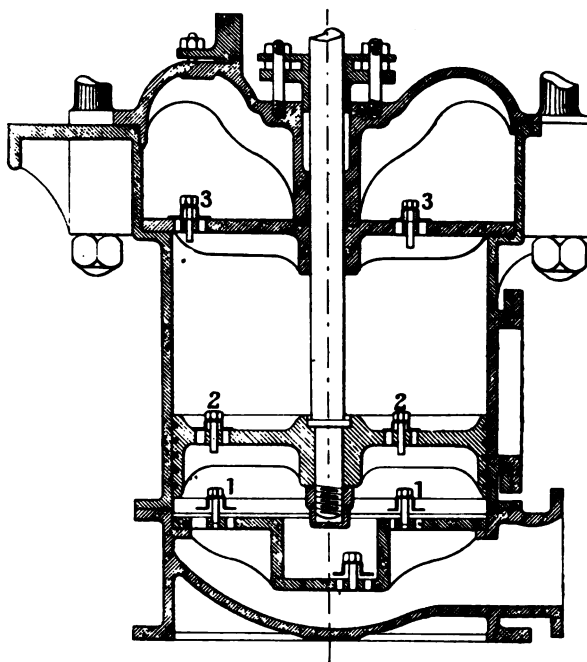
Beaucoup pensent qu'étant donnés leurs modes de construction et de fonctionnement, les pompes à air des condenseurs se comportent comme si elles n'avaient pas d'espace nuisible, et que leur rendement volumétrique se maintient élevé lorsqu'elles aspirent un fluide à très basse pression. C'est une erreur : comme elle est très répandue et qu'elle a conduit à des conclusions fausses, nous allons tâcher de la réfuter.

6° *Pompes à vide humide.* — Considérons une pompe dite à *vide humide* puisant dans un condenseur à surface et enlevant simultanément l'air et l'eau condensée, préalablement refroidie.

Le rapport des volumes de l'eau et de l'air enlevés est très petit, mais le rapport de leurs poids est très grand; aussi la compression est-elle isothermique.

La figure 3 représente en coupe une pompe à air humide très couramment employée.

Fig. 3.



Elle se compose en réalité de deux pompes à simple effet accouplées en série. Lorsque le piston se soulève, les clapets 1, 1, 1 laissent affluer sous le piston un mélange d'eau, d'air et de vapeur qui remplit le volume engendré sous le piston. Lorsque le piston s'abaisse, le mélange fluide situé au-dessous de lui se comprime, en même temps que celui du dessus se détend. Lorsque la pression au-dessous du piston devient supérieure à la pression au-dessus, les clapets 2, 2 se soulèvent et le mélange fluide contenu au-dessous du piston passe au-dessus.

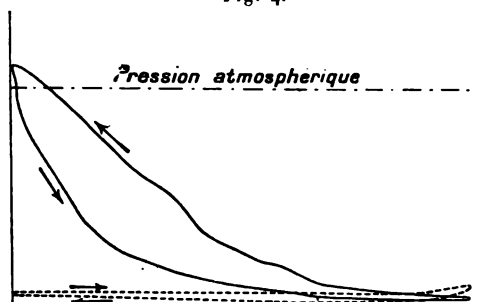
Quand le piston se relève, le fluide situé au-dessus de lui se comprime à nouveau, jusqu'à ce que sa pression soit devenue légèrement supérieure à la pression atmosphérique. Les clapets 3, 3 se soulèvent alors et laissent le mélange fluide s'écouler à l'extérieur.

Par suite de la gravité, l'eau s'accumulera au fond de la cavité inférieure et sur la face supérieure du piston. Elle ne pourra s'écouler à travers les

clapets 2, 2 et 3, 3 qu'après avoir complètement rempli les espaces nuisibles. Il semblerait donc que ces espaces nuisibles fussent sans action sur le rendement volumétrique de la pompe.

Or nous avons représenté sur la figure 4 deux diagrammes relevés sur une

Fig. 4.



semblable pompe; le premier, en trait continu, l'a été au-dessus du piston, le second, en traits interrompus, l'a été au-dessous.

Le premier diagramme comporte une courbe de détente, dont les ordonnées ne s'abaissent que lentement. Cela révèle l'existence d'un espace nuisible considérable et l'introduction ne se fait que pendant les 41 pour 100 de la course du piston.

Ce phénomène se manifeste aussi, mais à un degré moindre, sur le second diagramme, où l'introduction se fait pendant les 90 pour 100 de la course du piston.

C'est que l'eau contenue dans les espaces nuisibles est toujours fortement émulsionnée d'air. Celui-ci doit, en effet, traverser la couche d'eau qui recouvre les clapets : il forme des globules qui y demeurent d'abord emprisonnés.

Pendant la compression, ces globules diminuent de volume et deviennent très petits, si la compression est très prolongée, comme il arrive au-dessus du piston. Alors la viscosité de l'eau ralentit leur dégagement et l'espace nuisible contient encore beaucoup d'air, lorsque le piston commence à descendre. Cet air se dégage en grande partie pendant la descente du piston.

L'existence d'un espace nuisible au-dessus du piston ne présente pas d'inconvénient, car peu importe que l'introduction se fasse, dans cette région du cylindre, à une pression plus ou moins élevée. Mais il n'en est pas de même pour l'espace nuisible de la pompe qui aspire directement dans le condenseur, car, en diminuant la période d'introduction, il diminue le rendement volumétrique de la pompe.

Or, dans l'exemple précédent, la pression dans le condenseur était de 110^{mm}. Nous ignorons la température de l'eau, mais elle ne devait différer que peu de 30°. Adoptons cette valeur, la pression de l'air eût été de 80^{mm} environ.

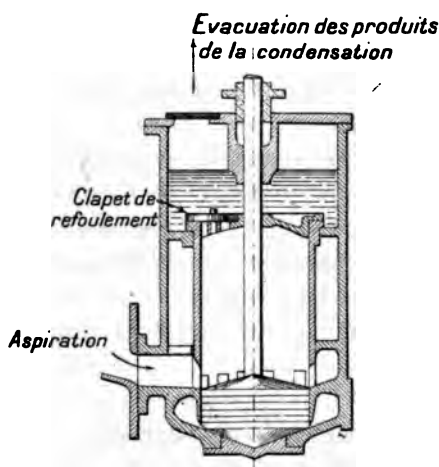
Si l'on avait dû la réduire à 18^{mm},8, comme nous nous proposons de le faire, la détente de l'air emmagasiné dans l'espace nuisible, au lieu de se faire pendant le $\frac{1}{10}$ de la course du piston, se serait faite pendant les $\frac{4}{10}$ pour 100 de cette course.

Les fluides aspirés n'auraient donc pu occuper que les 68 pour 100 du volume engendré par la pompe.

Nous avons supposé implicitement que la pression de l'air aspiré par la pompe était la même que dans le condenseur. Or il ne peut en être ainsi et il faut au moins une différence de pression de 10^{mm} de mercure pour soulever les clapets. Non seulement le volume d'air à enlever par la pompe devient plus grand que le volume extrait du condenseur, mais l'effet de l'espace nuisible en est encore exagéré.

On peut éviter cet inconvénient en supprimant les clapets d'aspiration et en faisant remplir leur fonction par un mouvement de distribution. La figure 5 représente une pompe ainsi disposée (pompe Edwards).

Fig. 5.



A l'endroit de l'aspiration, des lumières sont pratiquées dans la paroi du cylindre. Lorsque le piston les découvre, l'eau pénètre au-dessus de lui, puis l'air, en barbotant à travers l'eau. Il n'a à surmonter, pour cela, qu'une différence de pression de quelques centimètres d'eau, inférieure à celle qu'il aurait dû surmonter pour soulever des clapets. Le mélange fluide se comprime, pendant que le piston s'élève, et finit par s'échapper par les clapets de refoulement disposés à la partie supérieure du cylindre.

Cette pompe est très simple et tous ses clapets sont disposés à l'extérieur, ce qui rend leur entretien très facile.

C'est un précieux avantage au point de vue pratique. Mais elle ne se compose plus de deux pompes à simple effet réunies en série, comme la précé-

dente. Un diagramme relevé sur elle affecterait la forme du diagramme, en titre continu, de la figure 4.

Son rendement volumétrique doit donc diminuer très rapidement avec la pression du condenseur. En fait, il devient pratiquement nul lorsque cette pression n'est plus que de 50^{mm} de mercure.

Ces pompes ne conviennent que dans le cas des machines à piston.

Quand on a voulu les appliquer aux turbines, on a reconnu la nécessité de les accoupler en série, soit par deux, soit plus souvent par trois. On diminue ainsi, comme nous l'avons vu, l'influence de leur espace nuisible. Leur rendement volumétrique est néanmoins très faible et l'on ne peut arriver aux vides voulus qu'en supprimant complètement les rentrées d'air.

Cela complique l'appareil et augmente le travail absorbé par les résistances passives de la pompe, qui est toujours beaucoup plus grand que le travail réellement absorbé par la compression de l'air, dans toutes les pompes faisant un grand vide.

7° *Pompes à vide sec.* — On fait aussi des pompes à *vide sec* qui n'entraînent que de l'air. Ces pompes, indispensables dans le cas des condenseurs à mélange, peuvent aussi s'appliquer aux condenseurs à surface. Elles n'ont pas de clapets et sont munies d'une distribution par tiroir ou par soupapes, semblables à celles des machines à vapeur à piston.

On peut réduire l'influence de leurs espaces nuisibles en faisant la compression en plusieurs fois. Mais on peut arriver à un résultat semblable, dans les pompes à un seul cylindre, au moyen de l'artifice suivant :

Aussitôt après avoir interrompu l'aspiration, et avant de l'avoir rétablie de l'autre côté du piston, le système de distribution fait communiquer, pendant un temps très court, les deux parties du cylindre séparées par le piston.

L'espace nuisible, rempli d'un mélange fluide à la pression atmosphérique, se vide alors dans la capacité située de l'autre côté du piston et la pression y devient très voisine de celle du condenseur.

De semblables pompes peuvent facilement maintenir une pression de 15^{mm} de mercure dans une capacité où il ne peut affluer que de l'air provenant directement de l'atmosphère.

Mais il n'en est plus de même lorsqu'on leur fait aspirer de l'air dans un condenseur. Elles ne produisent pas un plus grand vide que les pompes à *air humide*. Leur rendement volumétrique est alors beaucoup plus petit que lorsqu'elles aspiraient de l'air sec.

C'est que le mélange d'air et de vapeur extrait d'un condenseur contient toujours de l'eau entraînée mécaniquement, sous forme de gouttelettes.

Cette quantité d'eau est trop faible pour que la compression puisse être isothermique, et le mélange fluide qui sort d'une pompe à air sec est généralement à la température de 60° C.

A la fin de la compression, il y a donc des gouttes d'eau chaude déposées sur les parois du piston et du cylindre ou en suspension dans l'espace nui-

sible. Elles ne peuvent se vaporiser suffisamment pour se refroidir pendant la mise en communication des deux parties du cylindre séparées par le piston, celle-ci ne pouvant durer qu'un instant. Au contraire, pendant la durée de l'aspiration, elles ont le temps d'émettre des vapeurs, qui occupent une partie du volume engendré par le piston d'autant plus grande que le vide est poussé plus loin dans le condenseur.

Les choses se passent comme si l'on avait laissé un grand espace nuisible à la pompe, bien que l'on ait pris toutes précautions pour réduire son action.

On ne s'est pas préoccupé jusqu'à présent, du moins à notre connaissance, de cet entraînement d'eau. C'est pourquoi nous allons essayer de le mettre en évidence.

8° Entraînement d'eau à l'état liquide opéré par toute pompe aspirant dans un condenseur. — Un condenseur est toujours le siège d'une vive agitation : la vapeur y arrive avec une vitesse comprise entre 70^m et 100^m par seconde. Elle a donc une force vive considérable qui, en s'amortissant, détermine des tourbillons et des projections de gouttelettes d'eau dans tous les sens.

Cet effet est encore plus marqué dans les condenseurs à mélange, où l'eau arrive, en même temps, avec une vitesse de plusieurs mètres par seconde. C'est pourquoi le mélange fluide aspiré par la pompe contient de l'eau entraînée. En voici une preuve :

Toutes les fois qu'on synchronise un alternateur, avant de le mettre en service sur un réseau, on règle sa vitesse, en agissant sur le régulateur de la machine à vapeur, mais, en même temps, on dérègle la machine. Il se peut qu'au moment où l'accrochage a lieu, son régulateur tende à la faire tourner moins vite que les autres machines en service, et ferme complètement l'admission de la vapeur : l'alternateur fonctionne comme moteur synchrone et entraîne la machine à vapeur.

Quand cela arrive, si l'on n'a pas eu le soin de mettre la machine à échappement libre pendant sa synchronisation, il se produit généralement un coup d'eau.

Nous avons été témoin d'un accident de ce genre, et l'on nous en a signalé plusieurs autres, dont les conséquences ont été très graves. Le coup d'eau s'est toujours produit aussitôt après la mise de l'alternateur sur le réseau et avant qu'il ait fait plus de trois tours. Les machines avaient dû aspirer une grande quantité d'eau dans le condenseur : 1° pour qu'elle n'ait pas été complètement vaporisée à la fin d'une compression bien plus prolongée que celle des pompes à vide, qui refoulent dans l'atmosphère; 2° pour qu'au bout de deux ou trois cylindrées, l'eau ait pu remplir complètement les espaces nuisibles des cylindres.

Il faut donc prévoir que l'air aspiré dans un condenseur entraînera de l'eau.

Nous pouvons encore montrer, comme il suit, que l'air aspiré par une pompe à vide sec est toujours chargé d'eau.

Supposons que le fluide aspiré soit sec, et déterminons par le calcul sa température t_2 à la fin de la compression ⁽¹⁾.

⁽¹⁾ Exprimons les volumes en mètres cubes et les pressions en kilogrammes par mètre carré, et désignons par P , V et T la pression, le volume et la température absolue d'un poids de ce mélange contenant 1 kilogramme d'air et x_1 kilogramme de vapeur saturée à la température $T_1 = t_1 + 273$, mais sèche.

La vapeur et l'air occupent le même volume. L'air y exerce une pression p_a , la vapeur une pression p_v , et l'on a, à chaque instant,

$$P = p_a + p_v.$$

La loi de Mariotte nous donne, pour l'air,

$$p_a V = 29,272 T.$$

Admettons, ce que nous vérifierons plus loin, que la vapeur sèche se surchauffe, pendant toute la compression, et appliquons aussi la loi de Mariotte à cette vapeur, ce qui est admissible, car nous ne voulons qu'estimer l'ordre de grandeur de la température à la fin de la compression. En considérant un poids de vapeur égal à x_1 , nous aurons

$$p_v N = 49 x_1 T,$$

d'où

$$PV = (p_a + p_v) V = (29,272 + 49 x_1) T.$$

Désignons par c , la chaleur spécifique à volume constant de l'air, par t sa chaleur spécifique à pression constante, par γ_v et γ les mêmes quantités relatives à la vapeur surchauffée et par A l'équivalent calorifique du travail.

Nous avons les relations

$$C - c_v = 29,272 A,$$

$$\gamma - \gamma_v = 49 A.$$

La quantité de chaleur dQ nécessaire, pour élever de dT la température du mélange contenant 1 kilogramme d'air et x_1 kilogramme de vapeur, est égale à

$$dQ = (c_v + x_1 \gamma_v) dT + AP dV,$$

ou

$$dQ = (c_v + x_1 \gamma_v) dT + A(p_a + p_v) dV.$$

Nous avons

$$p_a dV = 29,272 dT - V dp_a,$$

$$p_v dV = 49 x_1 dT - V dp_v,$$

d'où

$$dQ_2 = (c + x_1 \gamma) dT - AV dP.$$

La compression étant adiabatique, $dQ = 0$.

Nous pouvons écrire, en posant

$$29,272 + 49 x_1 = R,$$

$$C = c + x_1 \gamma,$$

$$0 = C dT - ART \frac{dP}{P} \quad \text{ou} \quad \frac{dT}{T} = \frac{AR}{C} \frac{dP}{P},$$

d'où

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{AR}{C}}.$$

Nous avons donc, d'après Regnault,

$$c = 0,2375, \quad \gamma = 0,4805, \quad A = \frac{1}{424}.$$

Nous pouvons donc calculer les quantités C et R en fonction de x_1 .

La température T_1 et la pression totale P_1 sont connues. La pression P_2 est égale à la

Nous trouvons qu'elle varie entre 447° et 331° lorsque la température initiale de l'eau de condensation varie entre 10° à 25°.

Or la température de l'air qui sort d'une pompe dite à *air sec*, aspirant dans un condenseur, est d'environ 60°. Il est vrai que les parois du cylindre sont généralement refroidies par un courant d'eau, mais cela n'empêche pas les gaz de s'échauffer, les échanges de chaleur entre une paroi métallique et un gaz sec étant extrêmement lents.

Pour expliquer ce grand écart de température, il faut bien admettre que l'air entraîne avec lui de l'eau à l'état liquide.

pression atmosphérique. La température T_2 est donc déterminée. Comme nous n'avons à considérer que le rapport $\frac{P_2}{P_1}$, nous pouvons continuer à mesurer les pressions en millimètres de mercure.

Nous avons ainsi calculé les nombres du Tableau suivant :

t_1	T_1	x_1	R.	C.	$\frac{AR}{C}$	P_2	$P_1 - p$	$\frac{P_2}{P_1}$	$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{AR}{C}}$	T_2	t_2
10.....	283	0,386	48,2	0,4230	0,2680	760	23,6	32,2	2,54	720	447
15.....	288	0,412	49,5	0,4355	0,2678	760	31,5	24,1	2,24	646	373
20.....	293	0,435	50,6	0,4465	0,2672	760	41,8	18,15	2,17	637	364
25.....	298	0,461	51,9	0,4594	0,2665	760	54,9	13,82	2,02	604	331

Nous avons supposé que la vapeur demeurerait surchauffée. Pour le vérifier, cherchons la loi de compression adiabatique de cette vapeur.

Nous avons

$$C dT = AV dP,$$

d'où

$$\frac{C}{R} (P dV + V dP) = AV dP,$$

ou

$$\frac{C}{C - AR} \frac{dV}{V} + \frac{dP}{P} = 0,$$

d'où

$$PVC - AR = \text{const.}$$

Nous avons

$$p_a V = 29,272 T, \quad p_s V = 49 x_1 T.$$

Le rapport $\frac{P_s}{P_a}$ est constant. Posons $\frac{P_s}{P_a} = K$. Il vient

$$\frac{P_s}{P} = \frac{p_a}{p_s + p_a} = \frac{K}{K + 1}.$$

La vapeur se comprime donc aussi, suivant la loi

$$p_s VC - AR = \text{const.}$$

Nous trouvons que la valeur du rapport $\frac{C}{C - AR}$ est très sensiblement indépendante de la température t_1 et égale à 1,365.

La vapeur surchauffée se comprime, d'après Zeuner, suivant la loi $pV^{1,333} = \text{const.}$ Donc la vapeur mélangée à l'air se comprimera encore plus rapidement que la vapeur surchauffée seule, l'air lui fournissant de la chaleur pendant sa compression. Notre hypothèse est ainsi justifiée.

Nous avons voulu nous rendre compte de l'ordre de grandeur du poids d'eau que doit entraîner chaque mètre cube extrait d'un condenseur (1).

(1) *Compression adiabatique d'un mélange d'air, d'eau et de vapeur d'eau.* — Supposons que le mélange contienne 1 kilogramme d'air, $(a - x)$ kilogrammes d'eau et x kilogramme de vapeur. Soient p la pression et u le volume de 1^{re} de vapeur d'eau saturée, à la température absolue T .

Le volume occupé par les fluides gazeux est égal à xu , si nous négligeons devant lui le volume occupé par l'eau.

Désignons par R une constante et par RT le produit du volume par la pression du kilogramme d'air considéré. La pression propre de l'air est égale à $\frac{RT}{xu}$ et la pression totale T du mélange a pour expression

$$P = p + \frac{RT}{xu}.$$

Soient c_v la chaleur spécifique à volume constant de l'air, ρ la chaleur latente interne de la vapeur d'eau à la température T . La quantité de chaleur dQ qu'il faut fournir au mélange, pour élever sa température de dT , est, en désignant par A l'équivalent calorifique du travail,

$$dQ = (c_v + a) dT + d(x\rho) + AP d(xu),$$

ou

$$dQ = (c_v + a) dT + d(x\rho) + A\left(p + \frac{RT}{xu}\right) d(xu),$$

ou

$$dQ = (c_v + a) dT + d(x\rho) + A[d(\rho xu) + xu dp] + AR\left[dT - xu d\left(\frac{T}{xu}\right)\right].$$

Soit r la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température T : $r = \rho + Apu$,

$$d(x\rho) + A d(\rho xu) = d[x(\rho + Apu)] = dxr;$$

d'où

$$dQ = (c_v + a + AR) dT + d(xr) - A xu d\left(p + \frac{RT}{xu}\right).$$

L'équation de Clapeyron donne, dans le cas de la vapeur d'eau, la relation

$$\frac{r}{u} = AT \frac{dp}{dT}.$$

Nous pouvons donc écrire

$$\begin{aligned} A xu d\left(p + \frac{RT}{xu}\right) &= \left[\frac{dp}{dT} dT + \frac{R dT}{xu} - \frac{RT}{(xu)^2} d(xu)\right] A xu \\ &= rx \frac{dT}{T} + AR dT - ART \frac{d(xu)}{xu}; \end{aligned}$$

d'où

$$dQ = (c_v + a) dT + d(xr) - xr \frac{dT}{T} + ART \frac{d(xu)}{xu}.$$

Pour un changement d'état adiabatique, nous avons $dQ = 0$. Nous pouvons écrire

$$0 = (c_v + a) \frac{dT}{T} + \frac{d(xr)}{T} - xr \frac{dT}{T^2} + AR \frac{d(xu)}{xu}.$$

Mais nous avons

$$d\left(\frac{xr}{T}\right) = -xr \frac{dT}{T^2} + \frac{d(xr)}{T};$$

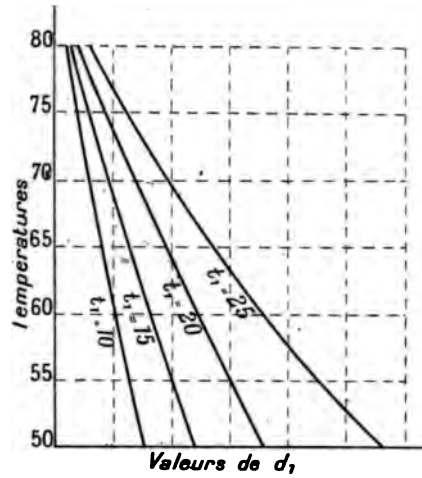
d'où

$$0 = (c_v + a) \frac{dT}{T} + d\left(\frac{xr}{T}\right) + AR \frac{d(xu)}{xu}.$$

Si le mélange passe adiabatiquement de la température T_1 à la température T_2 , nous avons,

Si l'on porte en abscisses le poids d'eau α_1 exprimé en kilogrammes qu'entraîne avec lui chaque mètre cube d'air extrait du condenseur, et en ordon-

Fig. 6.



nées la température finale du mélange, on obtient les courbes de la figure 6, pour les valeurs suivantes de la température initiale t_1 de l'eau de condensation : $t_1 = 10$, $t_1 = 15$, $t_1 = 20$ et $t_1 = 25$.

en définitive,

$$0 = (C_v + a) \log_e \frac{T_2}{T_1} + \frac{x_2 r_2}{T_2} - \frac{x_1 r_1}{T_1} + AR \log_e \frac{x_2 u_2}{x_1 u_1}.$$

Le travail de compression nécessaire, pour faire passer le mélange de la température T_1 à la température T_2 , aurait pour expression

$$\bar{G} = \frac{1}{A} [(c + a) (T_2 - T_1) + x_2 r_2 - x_1 r_1].$$

Nous avons supposé implicitement, dans ce qui précède, que la vapeur restait saturée pendant toute la compression, c'est-à-dire qu'on avait finalement $x_2 \leq \alpha$.

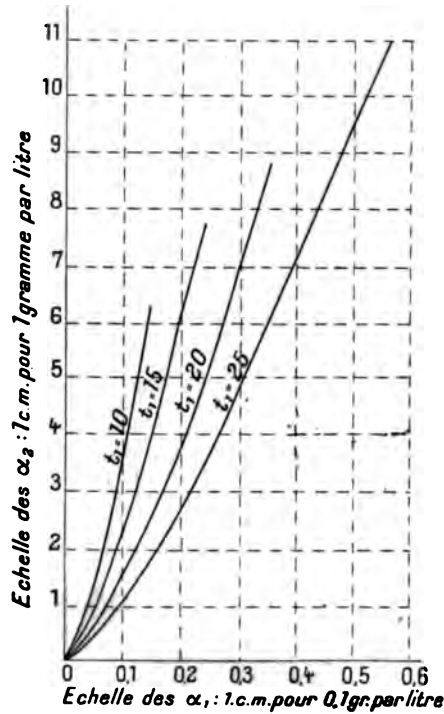
La connaissance du travail réellement absorbé par la compression du mélange fluide importe peu, parce qu'il est petit, par rapport au travail absorbé par les résistances passives de la pompe, comme il arrive toujours avec les machines pneumatiques, qui doivent engendrer un volume énorme pour n'aspirer qu'un poids de fluide insignifiant. Mais il est intéressant de connaître l'état du fluide à la fin de la compression et de savoir, en particulier, quel est son degré d'humidité.

Supposons encore qu'on dépense 40 l d'eau de condensation par kilogramme de vapeur. Nous avons, en donnant successivement à t_1 les valeurs 10, 15, 20 et 25 :

t_1 .	t .	p .	p_1 .	$p - p_1$.	$x_1 u_1$.	u_1 .	x_1 .	r_1 .	$\frac{x_1 r_1}{T_1}$.
		mm	mm		m ³	m ³			
10.....	25	33,6	9,2	14,4	42,3	109,5	0,386	600	0,819
15.....	30	31,5	12,7	18,8	33	80,1	0,412	396	0,852
20.....	35	41,8	17,4	24,4	25,8	59,3	0,435	593	0,866
25.....	40	54,9	23,6	31,3	20,42	44,4	0,461	586	0,908

Si l'on désigne par α_2 le poids d'eau exprimé en kilogrammes contenu dans chaque mètre cube du mélange fluide à la fin de la compression, les courbes

Fig. 7.



de la figure 7 représentent les variations de la proportion α_2 , en fonction de la proportion α_1 , les proportions α_2 étant mesurées avec une échelle dix fois plus petite que celle qui mesure les proportions α_1 .

Ces courbes se relèvent d'autant plus vite que la température t_1 est plus petite et, par suite, le vide plus grand dans le condenseur. Donc, pour une même valeur de la proportion α_1 , le fluide contiendra d'autant plus d'eau à

Supposons maintenant qu'à la fin de la compression, la température soit devenue égale à t_2 ($T_2 = 273 + t_2$).

Soit p_2 la tension de vapeur correspondant à la température t_2 . La pression de l'air est devenue $760 - p_2$ et son volume $x_2 u_2$ a pour expression $x_2 u_2 = 2,15 \frac{(273 + t_2)}{P - p_2}$.

Si nous faisons successivement $t_2 = 50, 60, 70$ et 80 , nous avons :

t_2	p_2	$760 - p_2$	$x_2 u_2$	u_2	x_2	r_2	$\frac{x_2 r_2}{T_2}$
50.....	92	668	1,04	12	0,087	572	0,154
60.....	149	611	1,172	7,65	0,154	569	0,272
70.....	233	527	1,400	5,01	0,280	558	0,464
80.....	355	405	1,872	3,38	0,555	551	0,844

Nous pouvons dresser les Tableaux suivants, en nous rappelant que pour l'air, $R = 29, 272$.

l'état liquide, à la fin de la compression, que le vide aura été poussé plus loin dans le condenseur.

Nous voyons ainsi que, pour que la température de l'air rejeté dans l'atmosphère ne dépasse pas 60°, il suffit que la proportion d'eau entraînée varie entre 0,108 et 0,358 par litre, suivant que la température initiale de l'eau varie entre 10° et 25°. Ces proportions d'eau entraînées sont très faibles et sont facilement atteintes dans la pratique. Elles doivent augmenter avec la densité du fluide aspiré.

Enfin, si les échanges de chaleur sont très lents entre un gaz sec et les parois d'un cylindre, ils sont environ mille fois plus rapides lorsque le fluide est humide : ils deviennent alors importants. Il faut donc prévoir d'abondantes condensations sur les parois.

et que $A = \frac{1}{424}$, d'où $AR = 0,0693$:

Valeurs de $-AR \log_e \frac{x_2 u_2}{x_1 u_1}$.

t_2 .	t_1 .			
	10.	15.	20.	25.
50.....	0,2282	0,2387	0,2220	0,2055
60.....	0,2202	0,2286	0,2140	0,1973
70.....	0,2078	0,2184	0,2012	0,1850
80.....	0,1877	0,1984	0,1815	0,1650

Valeurs de $\frac{x_1 r_1}{T_1} - \frac{x_2 r_2}{T_2}$.

t_2 .	t_1 .			
	10.	15.	20.	25.
50.....	0,665	0,698	0,702	0,754
60.....	0,547	0,580	0,594	0,636
70.....	0,355	0,388	0,402	0,444
80.....	-0,025	+0,008	+0,022	+0,064

Valeurs de $\left(\frac{x_1 r_1}{T_1} - \frac{x_2 r_2}{T_2} \right) + AR \log_e \frac{x_1 u_1}{x_2 u_2}$.

t_2 .	t_1 .			
	10.	15.	20.	25.
50.....	0,8932	0,9367	0,9240	0,9595
60.....	0,7672	0,8086	0,8080	0,8333
70.....	0,5638	0,6064	0,6032	0,6290
80.....	0,1627	0,2064	0,2035	0,2290

Valeurs de $\log_e \frac{T_2}{T_1}$.

t_2 .	t_1 .			
	10.	15.	20.	25.
50.....	0,1322	0,1147	0,0975	0,0806
60.....	0,1627	0,1453	0,1280	0,1111
70.....	0,1913	0,1748	0,1576	0,1406
80.....	0,2210	0,2035	0,1863	0,1694

En définitive, le fluide contiendra, à la fin de la compression, une quantité notable d'eau chaude, dont une partie se déposera sur les parois ou restera dans l'espace nuisible. Lorsque le cylindre sera remis en relation avec la pompe, l'eau chaude ainsi emmagasinée se vaporisera partiellement et sa vapeur occupera une partie du volume engendré par le piston. Cet effet sera d'autant plus grand que le vide sera poussé plus loin dans le condenseur.

9° *En résumé*, les choses se passent comme si toutes les pompes à piston à vide humide ou à vide sec avaient un grand espace nuisible, et leur rendement volumétrique tend rapidement vers zéro lorsque le vide devient de plus en plus grand dans le condenseur. Elles ne permettent d'obtenir les vides élevés nécessaires pour les turbines que si les rentrées d'air dans le

Nous avons

$$(c_v + a) = \frac{\frac{x_1 r_1}{T_1} - \frac{x_2 r_2}{T_2} + AR \log_e \frac{x_1 u_1}{x_2 u_2}}{\log_e \frac{T_2}{T_1}}.$$

Valeurs de $(c_v + a)$.

t_2 .	t_1 .			
	10.	15.	20.	25.
50.....	6,74	8,18	9,48	11,87
60.....	4,72	5,55	6,31	7,49
70.....	2,94	3,47	3,82	4,37
80.....	0,738	1,016	1,089	1,35

Nous avons

$$c_v = 0,1684.$$

Ce n'est pas le poids d'eau entraîné qu'il est intéressant de connaître, mais le poids d'eau entraîné x_1 contenu dans chaque mètre cube du mélange fluide entraîné.

Nous avons

$$x_1 = \frac{(c_v + a) - c_v}{x_1 u_1} \text{ kilogrammes.}$$

Valeurs de x_1 en kilogrammes.

t_2 .	t_1 .			
	10.	15.	20.	25.
50.....	0,155	0,243	0,361	0,572
60.....	0,108	0,163	0,248	0,358
70.....	0,0655	0,100	0,142	0,206
80.....	0,0135	0,0259	0,0357	0,0577

Il est aussi intéressant de connaître quelle est la quantité d'eau, à l'état liquide, contenue dans chaque kilogramme du mélange fluide, à la fin de la compression.

Soit x_2 le poids de cette eau mesurée en kilogrammes.

Nous avons

$$x_2 = \frac{(c_v + a) - c_v - x_1}{x_2 u_2}.$$

Toutes les quantités du deuxième membre de cette équation sont connues. Nous en dédui-

condenseur sont pratiquement nulles et si elles ont reçu des dispositions spéciales qui les compliquent beaucoup.

On se tromperait donc gravement, si l'on admettait qu'une pompe à piston aspirant dans un condenseur enlèverait par seconde un volume de fluide égal au volume géométrique qu'elle engendrerait.

On a déterminé quelquefois le volume d'air qu'il fallait extraire d'un condenseur pour y maintenir un vide déterminé, en calculant le volume ainsi engendré.

Cette méthode est applicable lorsque le vide est mauvais, mais elle conduit à des estimations exagérées, dès que le vide se rapproche de celui qui convient pour les turbines.

Ainsi, nous avons adapté au condenseur à surface de l'usine Westinghouse, au Havre, une petite pompe à air du système que nous décrirons tout à l'heure, qui entraînait 40^l d'air par seconde. Dès que les rentrées d'air étaient suffisamment réduites pour que la pression pût devenir inférieure à 100^{mm} de mercure, cette petite pompe entretenait un vide plus grand dans le condenseur que sa pompe à air à piston, qui pourtant engendrait un volume de 113^l par seconde.

Si l'on faisait fonctionner les deux pompes en parallèle, la pompe à piston se mettait à cogner très fortement lorsque la pression dans le condenseur n'était plus que de 70^{mm}. Il était manifeste qu'elle ne produisait plus aucun effet utile.

10° *Moyens de suppléer à l'insuffisance des pompes à piston pour produire les vides élevés nécessaires pour les turbines.* — Il était naturel de chercher à remplacer les pompes à air par des appareils à jet, tels que les éjecteurs à

sons les nombres du Tableau suivant :

Valeurs de α_2 en kilogrammes.

t_2	t_1			
	10.	15.	20.	25.
50.....	6,24	7,63	8,88	11,2
60.....	3,84	4,63	5,11	6,12.
70.....	1,78	2,16	2,41	2,81
80.....	0,00803	1,56	1,953	3,33

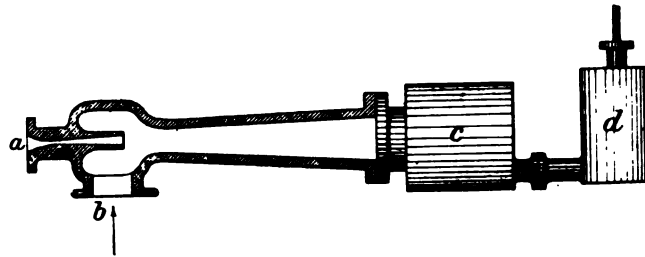
Sur le Tableau suivant, nous avons rapproché les valeurs de α_1 et α_2 :

t_2	t_1							
	10.		15.		20.		25.	
	α_1	α_2	α_1	α_2	α_1	α_2	α_1	α_2
50.....	0,155	6,24	0,243	7,63	0,361	8,88	0,572	11,2
60.....	0,108	3,84	0,163	4,63	0,248	5,11	0,358	6,12
70.....	0,0655	1,78	0,100	2,16	0,142	2,41	0,206	2,81
80.....	0,0135	0,00803	0,0257	0,495	0,0357	0,545	0,0577	0,613

vapeur ou les trompes à eau. Avec eux, en effet, il n'y a plus d'espace nuisible pour diminuer le rendement volumétrique, et le volume de fluide réellement aspiré tend plutôt à augmenter lorsque sa pression diminue.

M. Parsons a adopté la disposition représentée schématiquement sur la figure 8. Un éjecteur, dont la tuyère *a* a reçu de la vapeur venant des chau-

Fig. 8.



dières, aspire, par une tubulure *b*, dans le condenseur où l'on veut produire un vide élevé, et refoule dans un condenseur auxiliaire *c* où se condense la vapeur débitée par la tuyère *a*. Une pompe à air *d* aspire dans le condenseur auxiliaire.

L'éjecteur ayant pour effet de maintenir une pression plus élevée dans le condenseur auxiliaire *c* que dans le condenseur principal, la pompe à air se trouve bien mieux utilisée que si elle aspirait directement dans celui-ci.

On pourrait se proposer de remplacer la pompe à air par un ou deux éjecteurs montés en série, à la condition de condenser dans un condenseur auxiliaire spécial, à la sortie de chaque éjecteur, la vapeur qu'on lui aurait fournie pour que l'éjecteur suivant n'ait pas à la comprimer en même temps que l'air.

Ces méthodes sont efficaces, mais elles entraînent une dépense de vapeur, tandis que, si l'on n'avait à dépenser que du travail, on pourrait l'obtenir gratuitement, comme nous l'avons vu plus haut.

C'est pourquoi l'on a songé à se servir de trompes à eau pour enlever l'air des condenseurs en les alimentant avec une pompe centrifuge. Ces appareils sont très simples; la pompe qui les alimente est rotative et elles peuvent enlever l'air à une pression aussi réduite qu'on veut. Le volume de fluide qu'entraîne une gerbe d'eau est à peu près indépendant de la pression lorsque celle-ci devient petite, quelle que soit la composition du fluide et qu'il contienne de l'eau en suspension ou non.

M. Westinghouse nous a chargés d'étudier ce système. Nos recherches ont été poursuivies dans les ateliers de la Société anonyme Westinghouse, au Havre, avec le concours de MM. Buss et Delas, ingénieurs de cette Société, qui ont été pour nous les plus précieux des collaborateurs.

11° Résultats fournis par les trompes à eau employées comme pompes à air. — Nos premiers essais ont porté sur des trompes à eau, dessinées

comme celles qu'on trouve dans le commerce et desservies par une pompe centrifuge dont le rendement était de 0,6 environ.

Lorsqu'on fournissait 70^{ks} à la pompe par litre d'eau débité, chaque litre d'eau enlevait 1^l,3 d'air saturé. Ce volume demeurait sensiblement indépendant de la pression du fluide entraîné lorsque celle-ci était inférieure à 70^{mm} de mercure.

Le numéro du 30 avril de la Revue munichoise *Zeitschrift für das Gesante Turbinenwesen* contenait les renseignements suivants relatifs à des trompes à eau ordinaires, mais très perfectionnées, construites par la maison Körting :

Pression de l'air aspiré.....	60 ^{mm} de mercure
Température de l'eau... ..	9°,5
Pression initiale de l'eau en atmosphères.	Litres d'air entraînés par chaque litre d'eau.
0,5	0,2
1	0,4
2	0,75
3	1
4	1,35

Avec ces trompes, si la pompe centrifuge avait un rendement de 0,6, il faudrait communiquer 66^{ks},7 à 1^l d'eau pour lui faire entraîner 1^l,35 d'air, soit dépenser 49^{ks},4 par litre d'air entraîné, alors que, dans nos essais, nous en avons dépensé 53,8. Ces deux nombres sont d'ailleurs du même ordre de grandeur.

En prenant les nombres de Körting, qui sont les meilleurs, et en supposant, comme lui, que la pompe centrifuge puisse avoir un rendement de 0,85, nous arrivons aux nombres suivants :

Pression initiale de l'eau en atmosphères.	Nombre de mètres cubes d'air entraînés à l'heure par cheval de puissance.
0,5	9,2
1	9,2
2	8,62
3	7,67
4	7,78

Nous avons vu qu'une pompe à air devait entraîner 17^m,2 de fluide, par heure et par cheval de puissance, lorsqu'elle aspirait dans un condenseur de turbine, et 9^m,45 lorsqu'elle aspirait dans un condenseur de machine à piston.

Les trompes à eau peuvent donc convenir pour les condenseurs des machines à piston, mais non pour les condenseurs des turbines, le volume de fluide entraîné étant à peu près indépendant de sa pression, lorsque celle-ci est inférieure à 70^{mm}.

Avec une machine à piston, la pression dans le condenseur pouvant être de 100^{mm}, la tension de vapeur de l'eau de condensation à sa sortie est petite par rapport à la pression du condenseur, et il n'y a plus d'inconvénient à mélanger l'air aspiré avec l'eau de condensation extraite.

Cela conduit à lancer dans la trompe toute l'eau de condensation et à lui faire aspirer directement dans la conduite d'échappement. La vapeur se condense dans la trompe, et l'eau entraîne avec elle tous les produits de condensation.

On arrive ainsi aux éjecto-condenseurs de Körting ou de Rateau, appareils très simples et qui conviennent parfaitement pour les machines à piston, mais non pour les turbines.

Cependant, comme les trompes à eau nous paraissaient seules capables de produire les grands vides convenables pour les turbines en ne consommant que du travail, nous avons cherché à augmenter leur rendement.

13° *Essais de perfectionnement des trompes à eau.* — L'air à entraîner étant extrêmement dilué, il fallait lui donner une grande vitesse pour ne pas avoir à donner trop de section au diffuseur de la trompe. L'eau, allant plus vite que lui, devait emmagasiner beaucoup de travail par litre. Il fallait donc faire entraîner à l'eau un volume d'air bien plus grand que le sien.

Nous avons d'abord pensé à donner aux lances d'eau des trompes une forme cruciale, comme l'avait fait M. Rateau dans ses éjecto-condenseurs, de manière à entraîner l'air avec des lames d'eau minces et de grande surface.

Mais si l'on désignait par :

l l'épaisseur de la couche d'air entraînée par la lame d'eau (voir *fig. 9*);

W la vitesse relative moyenne de l'eau, par rapport aux molécules d'air situées dans un plan normal à la lame d'eau et à sa vitesse;

$\frac{dp}{dy}$ la dérivée de la pression, suivant la direction de la vitesse, la pression étant supposée constante tout le long du plan précédent;

τ le coefficient de frottement intérieur de l'air, dont la vitesse était supposée constante, le long d'une même trajectoire:

on trouvait

$$W = \frac{2}{3} \frac{d\tau}{dy} \frac{l^2}{\tau}.$$

Mais, pour l'air, on avait $\tau = 180 \cdot 10^{-4}$, en unités C.G.S. Alors, si l'on donnait 1^m,5 de long au diffuseur, celui-ci devait être parcouru par des lames d'eau extrêmement minces et distantes seulement de $\frac{1}{4}$ de millimètre.

C'était impossible à réaliser. On ne peut compter sur la friction développée entre des couches d'air superposées pour déterminer leur entraînement. La vitesse de l'air est trop faible.

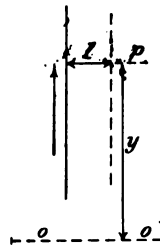
Nous nous sommes proposé de lancer dans la colonne à entraîner une multitude de gouttelettes très fines.

Une goutte d'eau de rayon a tombant dans de l'air immobile prend une vitesse

$$v = \frac{2}{9} g \frac{a^2}{\eta}.$$

Réciproquement, si une gouttelette d'eau se meut avec une vitesse rela-

Fig. 9.



tive v , par rapport à un fluide, ayant un coefficient de frottement intérieur égal à η , elle subit une accélération négative égale à $-4,5 \frac{\eta v}{a^2}$. On a donc, en désignant par x la distance de ces gouttelettes à un plan fixe normal à leur direction,

$$\frac{dv}{dx} = -4,5 \frac{\eta v}{a^2}.$$

Si l'on suppose l'air au repos, le chemin s parcouru par la goutte, pendant que sa vitesse passe de sa valeur initiale v_0 à sa vitesse v , est

$$s = \frac{2}{9} \frac{a^2}{\eta} (v_0 - v),$$

ou, pour $\eta = 180 \cdot 10^{-6}$,

$$s = 1232 a^2 (v_0 - v) \text{ centimètres.}$$

Si le chemin parcouru par rapport à l'air devait être de 1^m et si l'on avait $v_0 = 2000^m$, soit 20^m par seconde, et $v = 0$, on devrait avoir

$$a = 0,00638.$$

Il fallait produire des gouttes de $0^m,126$ de diamètre. Mais la distance de ces gouttes devait être au plus égale à leur diamètre. Autrement dit, il fallait faire un brouillard.

Entrés dans cette voie, nous avons recherché s'il ne serait pas possible de produire un véritable brouillard, avec des gouttes d'eau encore plus fines, mais constituant un mélange homogène, dont la densité eût été 100 fois plus grande que celle de l'air, par exemple. On aurait pu le refouler dans l'atmo-

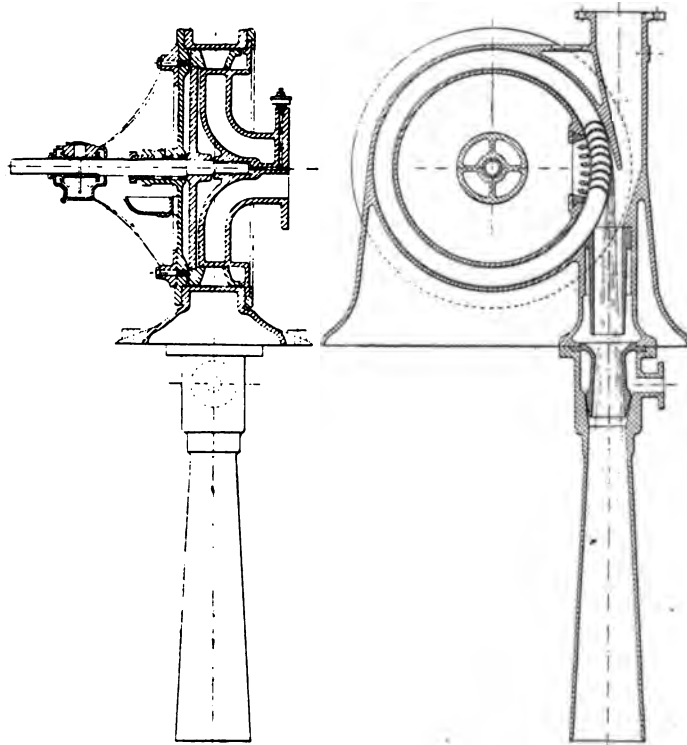
sphère, au moyen d'un ventilateur à grande vitesse, mais à simple roue, directement commandé par une turbine à vapeur. Le calcul montrait que la force centrifuge n'aurait pas le temps de séparer suffisamment l'eau de l'air, pour que le mélange cessât de pouvoir être considéré comme homogène. C'eût été une solution intéressante du problème.

Mais, s'il est facile de pulvériser de l'eau, on ne peut s'opposer à la réunion des gouttelettes en gouttelettes plus grosses, lorsqu'elles se rencontrent, sous l'action de leur tension superficielle. Or il fallait brasser le mélange pour le rendre homogène; cela eût déterminé le grossissement immédiat des gouttelettes.

Pour maintenir les gouttelettes séparées, il fallait développer entre elles une force répulsive, capable de contrebalancer l'action de la tension superficielle. Pour cela, il fallait électriser les gouttes. On ne nous eût pas suivi dans cette voie; c'est pourquoi nous l'avons abandonnée.

13° *Nouvelle pompe à air.* — Nous avons enfin pensé à entraîner l'air sous

Fig. 10 et 11.



forme de globules enrobés dans de minces lames d'eau, comme des bulles de savon. Pour produire ces bulles, il devait suffire d'envoyer dans le diffuseur

de la trompe, au lieu d'un jet d'eau, une succession de lames minces d'eau, emprisonnant entre elles une certaine quantité d'air.

Cette conception nous a conduit à la disposition représentée en coupe sur les figures 10 et 11 et qui nous a donné de bons résultats.

Nous lançons l'eau dans le diffuseur de la trompe, au moyen d'une turbine à injection partielle A, mue par un moteur, en sens inverse du mouvement de rotation qu'elle prendrait, si on l'abandonnait à elle-même.

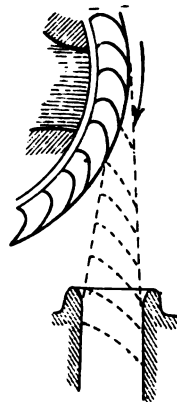
Le distributeur fixe B de cette turbine communique avec un tuyau d'aspiration C qui plonge dans un puits. L'enveloppe de la turbine communique avec le condenseur, où l'on veut faire le vide, par une conduite qui débouche à sa partie supérieure, en D.

En un point E du diffuseur de la trompe, nous avons disposé un éjecteur à vapeur. Celui-ci sert à l'amorçage du système. Il fait le vide dans l'enveloppe; l'eau est aspirée, afflue dans la turbine et est lancée dans le diffuseur. On arrête alors l'éjecteur.

La turbine renversée n'élève pas la pression de l'eau et lui communique seulement de la force vive.

Il est clair que la force vive ainsi communiquée à l'eau doit le lui être avec un meilleur rendement que si on élève d'abord sa pression, dans une

Fig. 12.



pompe centrifuge, et si l'on transforme ensuite le travail de compression en force vive, dans la lance d'une trompe ordinaire. Enfin la disposition mécanique employée est très simple.

L'eau s'étale sur les aubes de la turbine et s'écoule en lames minces par leurs bords.

L'écoulement se fait pendant que l'aube se déplace devant le distributeur. Il est ensuite interrompu. Si nous suivons ces lames, pendant leur formation, nous trouvons qu'elles affectent successivement les formes représentées sur la figure 12.

Elles tendent à s'élargir, les molécules d'eau qui les composent étant lancées dans des directions divergentes. Elles viennent donc s'appliquer contre les parois du diffuseur.

Ces lames d'eau enrobent l'air compris entre elles. Si elles crèvent, elles doivent se résoudre en gouttes très nombreuses et très fines, formant un brouillard. Il est probable que ces deux effets se produisent tant que la pression est petite et le volume d'air grand par rapport à celui de l'eau.

Lorsque l'air a été suffisamment comprimé pour que le volume entraîné soit petit par rapport à celui de l'eau qui l'entraîne, il n'y a plus que de petits globules d'air, noyés dans une masse d'eau continue.

Quoi qu'il en soit, le volume d'air entraîné est bien plus grand, à égalité de force vive communiquée à l'eau, que dans les trompes ordinaires.

Voici des résultats fournis par deux modèles de la nouvelle pompe. On y laissait rentrer un poids d'air déterminé par un orifice bien calibré, en forme d'ajutage.

Pompe de 40 HP. — Vitesse : 480 tours. — Température de l'eau : 8°.5.

Débit d'eau en litres par seconde.	Hauteur d'aspi- ration en mètres.	Puissance absorbée en chevaux.	Travail par litre d'eau en kilogr.	Diamètre de la rentrée d'air.	Poids d'air enlevé par seconde.	Pression absolue dans le condenseur.	Volume d'air aspiré par seconde.	Litres d'air enlevés par litre d'eau.
16	8,1	22	103	0 ^{mm}	0 ^g	9 ^{mm}	0 ^l	0
27	6,8	28	78	2	0,75	11	176	6,5
35,5	5,4	36,5	77	4	2,87	18	176	5
34	5,4	36,5	78,5	6	6,16	24	147	4,4

Pompe de 20 HP. — Vitesse : 720 tours. — Température de l'eau : 9°.5.

11,5	8	11,3	73,8	0	0	9	0	0
12,4	7,8	11,3	68,5	2	0,72	15	74	6
16,8	7,2	15,7	70	4	2,87	32	76	4,5
21	5,4	19,6	69,2	6	6,46	60	76	3,6
22,5	4	20,5	68,3	8	11,5	109	70	3,1

Nous voyons que, dans ces pompes, l'eau entraîne plus de quatre fois son volume de fluide lorsque la pression dans le condenseur est voisine de 30^{mm} de mercure, et plus de trois fois son volume lorsque cette pression est voisine de 100^{mm}.

Le volume d'air aspiré par la deuxième pompe, lorsque la pression dans le condenseur est de 32^{mm}, est de $76 \times 3,6 = 274^m$ à l'heure et la puissance absorbée est de 15,7 HP.

Le volume d'air aspiré, lorsque la pression dans le condenseur est de 109^{mm}, est de $70 \times 3,6 = 252^m$ à l'heure et la puissance absorbée est de 20,5 HP.

Donc le volume d'air aspiré par heure et par cheval de puissance est :
De 17^m,4 dans le premier cas;
De 12^m,78 dans le second.
Ces pompes conviennent donc bien pour les condenseurs à surface.

II. — Application aux condenseurs à surface.

Il est reconnu qu'un condenseur à surface est d'autant mieux utilisé, c'est-à-dire que la température de l'eau, à la sortie des tubes, est d'autant plus voisine de celle à laquelle l'eau est condensée, que le condenseur contient moins d'air.

On n'a donc pas besoin de dimensionner plus largement les condenseurs des turbines, où l'on veut faire un vide aussi grand que possible, que ceux des machines à piston, du moment qu'on les munit de pompes capables d'y maintenir une pression de 30^{mm} de mercure environ.

Les figures 13 et 14 représentent schématiquement l'adaptation d'une de nos pompes à air à un condenseur à surface.

Le condenseur est représenté en A. Il est muni d'une vanne 1 qui permet de l'isoler. La vapeur s'échappe par une conduite débouchant à l'air libre et coupée par un clapet automatique. Sur le prolongement de l'axe d'un moteur sont disposés : 1° une pompe centrifuge B destinée à faire circuler l'eau dans les tubes du condenseur; 2° la pompe à air C.

Lorsqu'on veut utiliser l'eau condensée pour l'alimentation des chaudières, elle doit être extraite par une pompe spéciale, comme il est représenté sur la figure précédente. Il est naturel d'employer pour cela une pompe centrifuge D que l'on installera au dessous du condenseur. A la condition de mettre cette pompe en charge de 1^m d'eau environ et de lui donner des ouïes très dégagées où l'eau n'aura qu'une très faible vitesse et où les bulles d'air pourront remonter facilement le courant d'eau, elle fonctionnera très sûrement. Elle devra être munie d'un clapet de nez pour qu'on puisse faire préalablement le vide dans le condenseur.

Si l'eau condensée ne doit pas être utilisée, il est inutile d'employer une pompe spéciale pour l'enlever; il suffit de disposer la pompe à air au-dessous du condenseur. Elle enlèvera cette eau avec tous les autres produits de la condensation, le poids d'eau à extraire étant trop faible pour gêner son fonctionnement. Pareille disposition a été appliquée avec succès au condenseur à surface de l'usine Sulzer, à Winterthur.

Ces pompes sont parfaitement utilisables dans la Marine. Une première application en a été faite avec succès sur un torpilleur. La pompe est alimentée avec de l'eau de mer qu'on rejette directement à la mer. Pour

éviter les corrosions, tous les organes de la pompe sont en bronze ou garnis

Fig. 13.

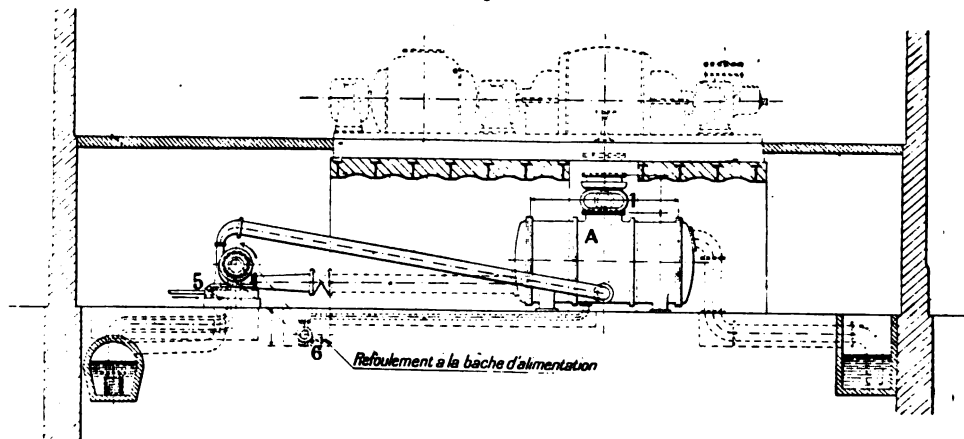
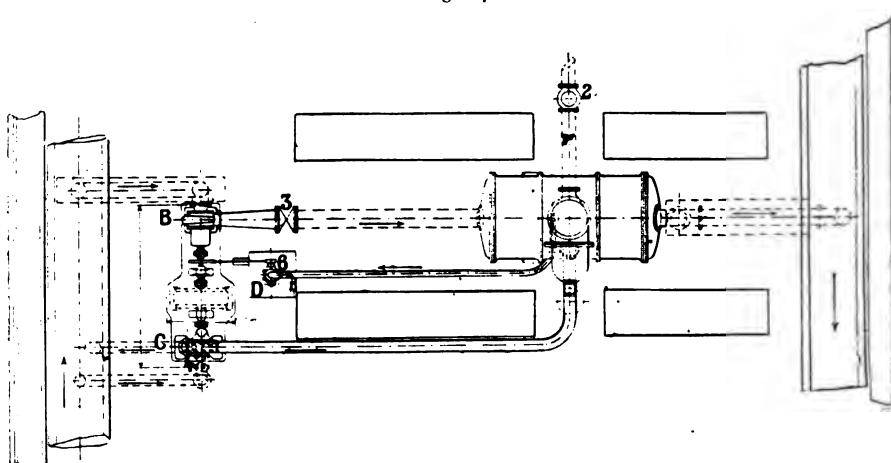


Fig. 14.



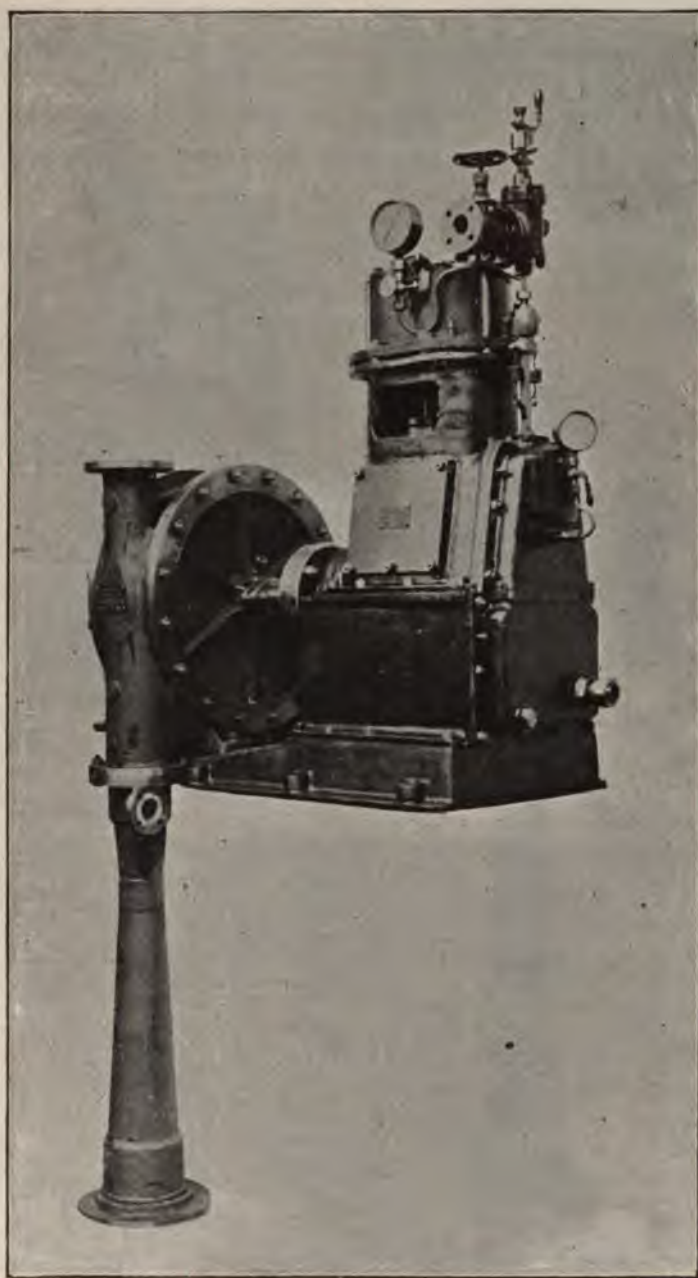
- A, Faisceau tubulaire de 000^m.
- B, Pompe de circulation de 000^m à l'heure à 0000 tours.
- C, Pompe à vide sec système W. L. type 000 à 0000 tours.
- D, Pompe d'extraction à 00 phases de 000^m à 0000 tours.
- 1, Vanne d'arrêt de 00^m d'orifice.
- 2, Soupape automatique de 00^m d'orifice.
- 3, Robinet vanne de réglage du débit de la pompe de circulation.
- 4, Robinet vanne de réglage du débit en eau de la pompe à air.
- 5, Robinet d'amorçage à la vapeur de la pompe à air.
- 6, Clapet de retenue de la pompe d'extraction d'eau condensée.

NOTA. — Les organes représentés en traits forts sont seuls fournis par la S. A. W. Les cotes sont approximatives.

de bronze. Les figures 15 et 16 représentent cette pompe spéciale : elle est mue directement par un moteur à vapeur à grande vitesse.

La vapeur d'eau qui sature l'air est forcément perdue. Mais le poids de

Fig. 15



cette vapeur est très faible par rapport à celui de l'eau, entraînée mécaniquement par l'air, qui sort des clapets d'une pompe à air ordinaire en tra-

er les corrosions, tous les organes de la pompe sont en l

Fig. 13.

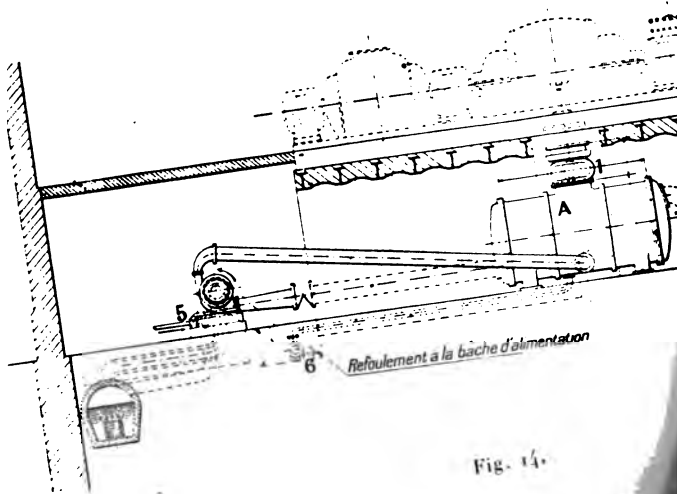
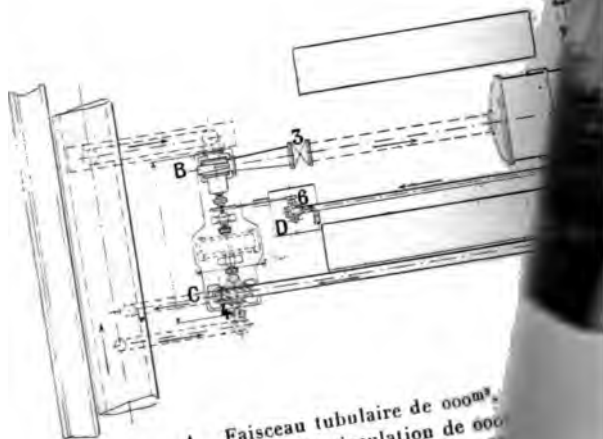


Fig. 14.



- A, Faisceau tubulaire de 000m.
- B, Pompe de circulation de 000m.
- C, Pompe à vide sec système V.
- D, Pompe d'extraction à 00 p.
- 1, Vanne d'arrêt de 000m d'o.
- 2, Soupape automatique de
- 3, Robinet vanne de réglag.
- 4, Robinet vanne de réglag.
- 5, Robinet d'amorçage à
- 6, Clapet de retenue de

NOTA. — Les organes r
par la S. A.

de bronze. Les figures 15 e
mue directement par un n

III. — Application aux condenseurs à mélange

L'emploi des condenseurs à surface s'impose dans la Marine. Il est indiqué pour les turbines lorsqu'on ne dispose pas naturellement d'eau de bonne qualité pour l'alimentation des chaudières, parce que la vapeur qui traverse ces machines ne se charge pas d'huile, et l'eau condensée est propre et peut être renvoyée directement aux chaudières.

Avec les machines à vapeur ordinaires, on ne sort des condenseurs à surface qu'une émulsion d'eau et d'huile impropre à l'alimentation. La séparation de l'huile ne peut se faire complètement, et mieux vaut jeter cette eau, à moins de nécessité absolue, comme dans la Marine, où son emploi détermine une usure plus rapide des chaudières.

Fig. 17.

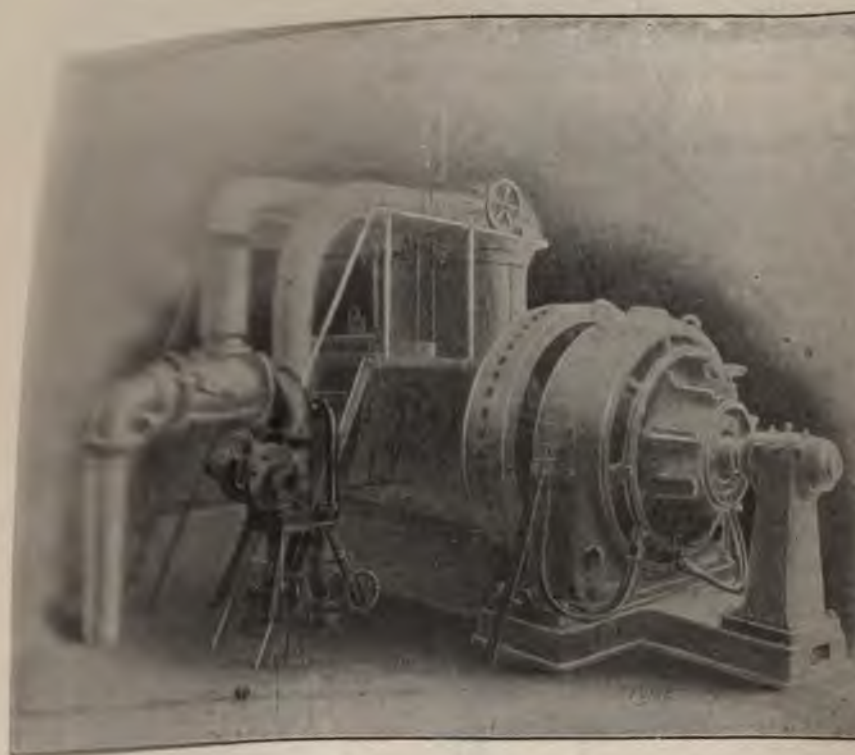


Pour les machines à vapeur terrestres, il vaut mieux employer des condenseurs à mélange, qui sont beaucoup moins coûteux et moins délicats.

Il était naturel de transformer nos pompes à jet d'eau en condenseurs par mélange, en y faisant passer toute l'eau de condensation et en y faisant déboucher la conduite d'échappement.

On avait ainsi un condenseur complet aussi simple et aussi peu encombrant que possible. La figure 17 montre la coupe d'un semblable condenseur

Fig. 18.



les uns dans les autres. La condensation se fait moins facilement, mais le vide est encore très bon et la marche absolument stable.

Toutefois, nous devons communiquer beaucoup plus de travail à la totalité de l'eau de condensation que si l'on avait seulement à l'extraire du vide. Il faut compter que le condenseur absorbera 5 pour 100 de la puissance totale. C'est admissible dans les petites installations, car les condenseurs ordinaires absorbent près de 10 pour 100, mais cela ne le serait plus dans les grandes.

Nous avons été ainsi conduits à étudier un condenseur à mélange où la dépense de travail fût aussi réduite que possible.

Il fallait d'abord réduire le poids d'air dégagé par l'eau de condensation.

pour cela, ne pas lui donner le temps d'abandonner son air. L'eau ne devait donc que traverser le condenseur sans y séjourner. C'est pourquoi nous avons disposé une pompe centrifuge A au pied de l'appareil, qui enlève l'eau d'une manière continue, et non par intermittence comme une pompe à piston. Cette pompe est montée sur le même axe que la pompe à air B et logée dans le même carter (*fig. 19 et 20*). Des orifices d'entrée de la pompe centrifuge sont très dégagés, de manière que l'air ne puisse s'y accumuler.

Mais l'eau arrive nécessairement dans le condenseur avec une vitesse comprise entre 8^m et 10^m par seconde, car on ne peut rendre la hauteur d'aspiration supérieure à 6^m sans rendre instable le régime de tout condenseur aspirant. Un accroissement accidentel de pression amènerait une diminution du débit, ce qui déterminerait un accroissement de la température de l'eau, déterminant un nouvel accroissement de pression plus grand que le premier⁽¹⁾.

Il était naturel d'utiliser la force vive disponible de l'eau et celle de la vapeur en disposant un véritable éjecto-condenseur à l'entrée de la chambre de condensation, comme on le voit sur la figure 19.

Cette disposition s'est montrée très efficace et la pression dans l'endroit où aspire la pompe est généralement supérieure à la pression à l'entrée du condenseur.

Cette différence de pression varie naturellement avec la quantité d'air qui arrive dans le condenseur. Elle peut atteindre 40^{mm} de mercure.

La pompe à air aspire en un point à l'abri des remous.

Nous envoyons donc à la pompe à air un mélange fluide à une pression relativement élevée.

Cela nous a permis d'employer, pour nos condenseurs à mélange, les mêmes pompes à air que pour les condenseurs à surface, tout en obtenant les vides voulus pour les turbines.

La figure 21 représente une application faite de ce condenseur à une turbine Rateau.

Nous avons pu également adapter les mêmes condenseurs à des machines

(1) Soit h la hauteur d'aspiration exprimée en mètres d'eau. Le débit u de la conduite d'aspiration est sensiblement proportionnel à $\sqrt{2g(10-h)}$ si le vide est grand,

$$u = k \sqrt{2g(10-h)},$$

d'où

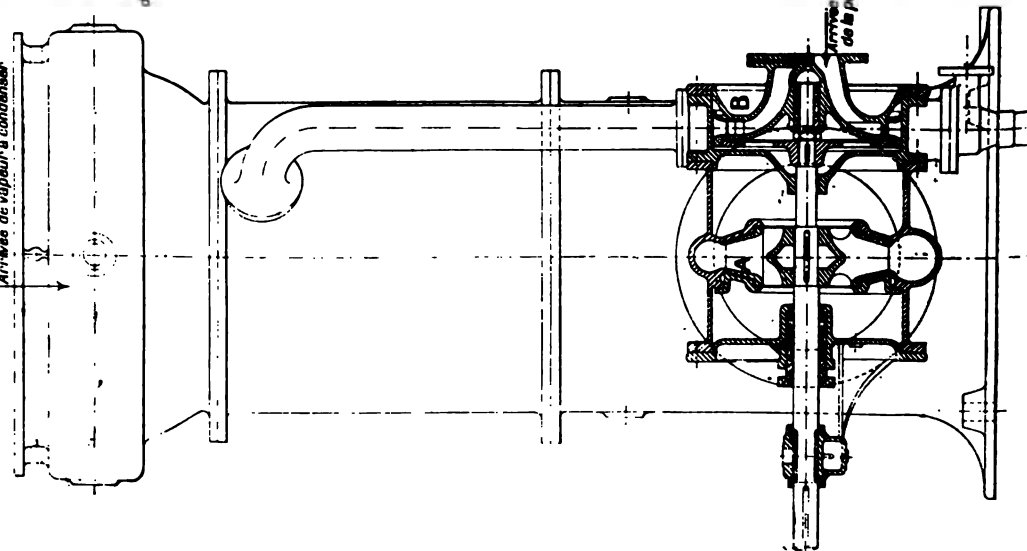
$$du = \frac{-k dh}{2\sqrt{2g(10-h)}}.$$

La variation de débit causée par une même variation de pression est d'autant plus grande que la hauteur d'aspiration est plus grande.

L'accroissement de température qui en résulte d'abord et l'accroissement de pression consécutif sont donc d'autant plus grands que la hauteur d'aspiration est plus grande. A partir d'une certaine hauteur d'aspiration, l'élévation de pression due à l'élévation de température deviendrait plus grande que l'élévation de pression accidentelle qui l'aurait provoquée. Le condenseur se désamorcerait fatalement.

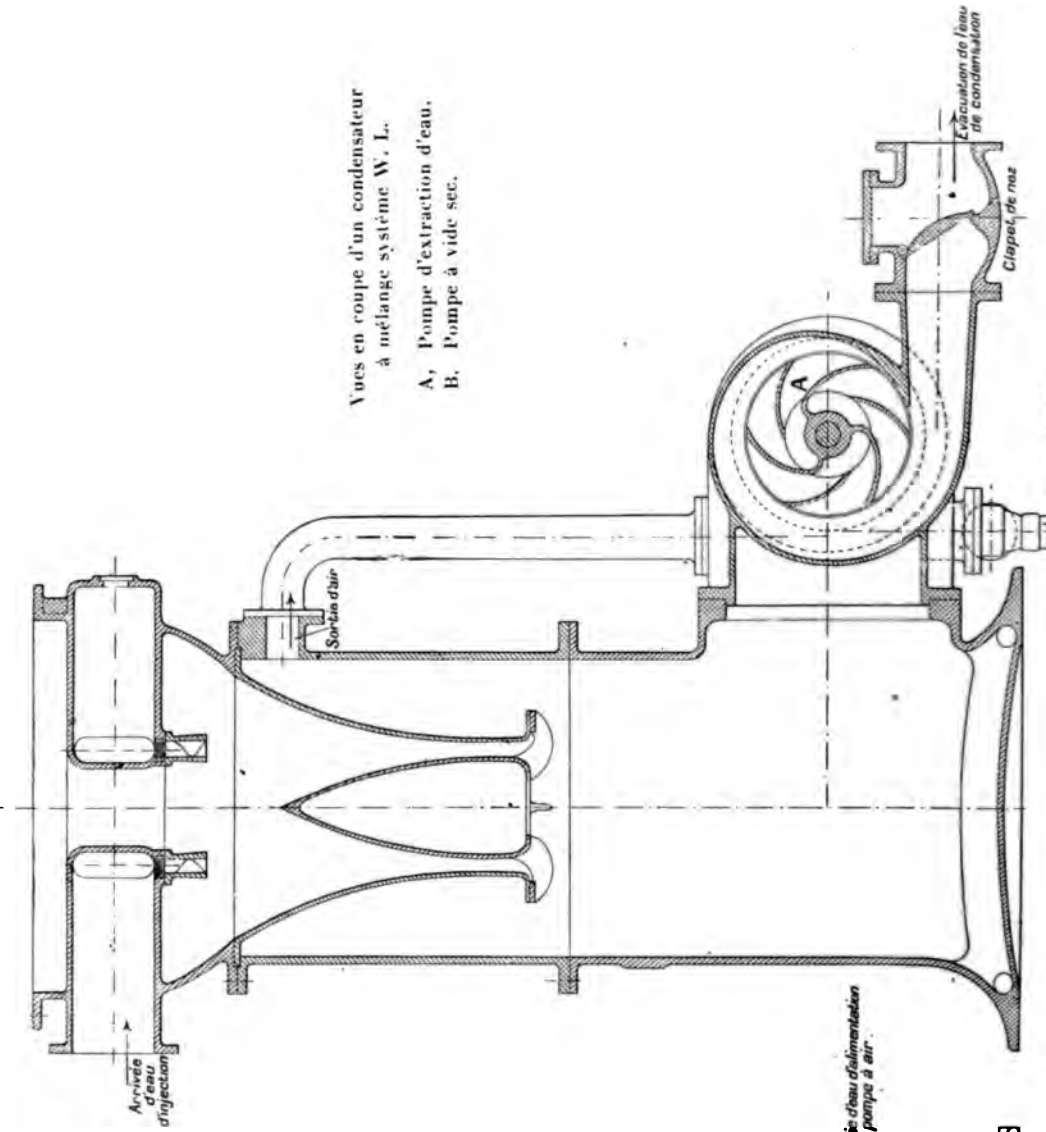
Fig. 19.

Arrivée de vapeur à condenser.



Arrivée d'eau d'alimentation
de la pompe à air.

Fig. 20.



Vues en coupe d'un condenseur
à mélange système W. L.

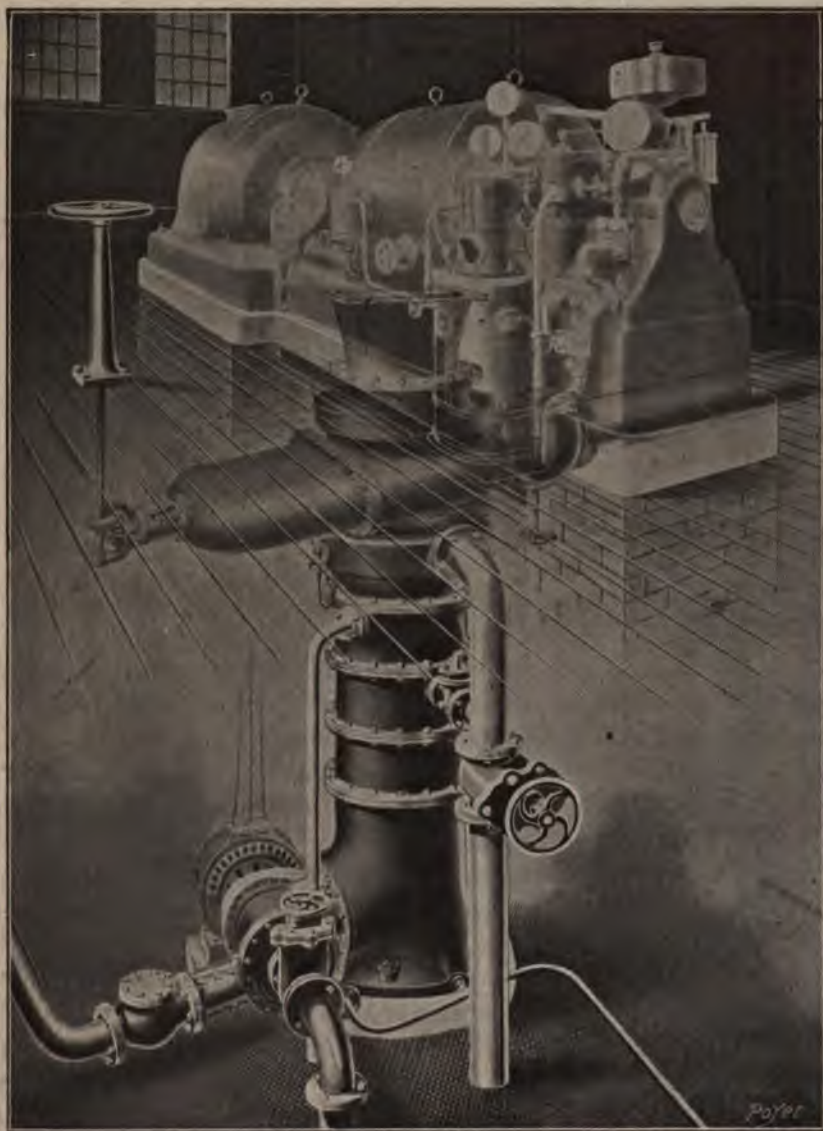
- A, Pompe d'extraction d'eau.
- B, Pompe à vide sec.

Évacuation de l'eau
de condensation

Clopet de nez

à vapeur ordinaires, ayant de longues conduites d'échappement, avec des joints peu soignés, en enlevant autant d'air, à égalité de travail et de vide obtenu, que les pompes à piston.

Fig. 21.



Un condenseur de 15800^{kg} de vapeur a fourni les résultats suivants :
L'eau de condensation était prise à la température de 11°. La pompe centrifuge, après l'avoir extraite du condenseur, l'élevait à 5^m de hauteur.
Les deux pompes étant montées sur le même axe, il nous était impossible

de distinguer les travaux absorbés par chacune d'elles. Ce travail était exagéré du fait que l'eau de condensation était élevée à 5^m avant d'être rejetée. D'après ce que nous avons dit plus haut, si l'on réchauffait l'eau d'alimentation avec la vapeur d'un moteur à échappement libre, on disposerait alors d'une puissance de $42 \times 1,58 = 66$ HP. Elle serait suffisante. Si les pompes étaient conduites par un moteur électrique et si l'on estimait, comme nous avons reconnu qu'il convenait de le faire, à 6^{kg},07 la dépense de vapeur par cheval de puissance absorbé par les pompes, la dépense totale de vapeur serait par heure de 376^{kg} et représenterait 2,38 pour 100 de la puissance disponible.

Condenseur de 15800^{kg} de vapeur.

EAU de condensation débitée par seconde.	TEMPÉRATURE de cette eau		POIDS de vapeur condensé à l'heure.	PRESSION absolue à l'entrée du condenseur.	TENSION de vapeur de l'eau de condensation à la sortie.	PRESSION de l'air à l'entrée du condenseur.	DIAMÈTRE de l'orifice de rentrée d'air.	POIDS D'AIR introduit par heure avec la vapeur.	TRAVAIL total absorbé par les pompes.
	à l'entrée.	à la sortie.							
1	0	0	kg	mm	mm	mm	mm	kg	HP
133	11	11	0	10	10	0	0	0	58
133	11	22	9000	22	19,7	2,3	0	0	62
133	11	30	15800	31	31	0	0	0	62
133	11	30	15800	31	31	0	4	11	62
133	11	30	15800	47	31	16	6	24,3	62
133	11	30	15800	83	31	52	8	43,2	62
133	11	30	15800	150	31	129	10	67,6	62

La pression dans le condenseur est réduite à 31^{mm}, lorsque les rentrées d'air sont de 11^{kg} par heure alors que la dépense d'eau de condensation n'est que de 30^l par kilogramme de vapeur condensée.

La pression, dans le condenseur, est réduite à 83^{mm}, lorsque le poids d'air introduit dans le condenseur, par heure, est de 43^{kg},2, le poids d'eau de condensation étant toujours de 30^{kg} par kilogramme de vapeur condensée.

Dans le premier cas, la rentrée d'air était effectuée par un ajutage ayant 4^{mm} de diamètre au col et, dans le second, par un ajutage ayant 8^{mm} de diamètre au col.

Nous avons dit plus haut qu'il convenait de pouvoir laisser rentrer de l'air dans un condenseur de 10000^{kg} de vapeur à l'heure :

1° Par un ajutage de 3^{mm}, s'il s'agissait d'un condenseur de turbine, où la vapeur serait condensée à la température de 30° C.;

2° Par un ajutage de 5^{mm}, s'il s'agissait d'un condenseur de machine à piston, où la pression pourrait atteindre 100^{mm}.

Pour un condenseur de 15000^{kg} de vapeur à l'heure, ces ajutages devraient avoir des diamètres respectivement égaux à 3^{mm},67 et 6^{mm},2.

Or on a obtenu, avec le condenseur que nous venons de décrire, le vide théorique, en rejetant l'eau de condensation à 30°, en laissant pénétrer l'air

par un orifice de 4^{mm} de diamètre ayant une section plus forte de 20 pour 100 que celle de l'ajutage prévu dans ce cas.

On a pu enfin maintenir, dans le condenseur, une pression de 83^{mm} sensiblement plus faible que celle qu'on admet, pour les machines à piston, en rejetant toujours l'eau de condensation à 30°, et en laissant pénétrer l'air par un orifice de 8^{mm}, ayant une section supérieure de 68 pour 100 à celle de l'ajutage prévu pour la pression de 100^{mm}.

Les condenseurs de ce genre sont donc capables de rendre de bons services dans tous les cas.

Leur emploi se généralise d'ailleurs rapidement dans l'Industrie.



THÉORIE

DE

L'ÉQUILIBRE D'UNE LAME ÉLASTIQUE

SOUMISE A UNE PRESSION UNIFORME,

PAR M. MARBEC,
Ingénieur en chef de la Marine.

Introduction.

On peut se poser, en Résistance des Matériaux, le problème suivant qui, par la simplicité et la généralité de son énoncé, mérite d'être un problème classique :

Une lame élastique fermée est soumise à une pression uniforme. A quelle loi obéissent les efforts élastiques développés en elle?

C'est ce problème que nous allons résoudre.

En une section quelconque M , l'ensemble des efforts élastiques de la section a une résultante R_M qui est dite *résultante interne en M* .

Le moment de cette force autour de M est le moment fléchissant. Ses composantes suivant la tangente et la normale sont l'effort de traction et l'effort tranchant.

La connaissance de R_M équivaut donc à celle des trois éléments usuels relatifs à la section M , dans la théorie vulgaire de la Résistance des Matériaux.

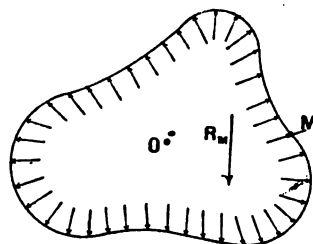
Notre problème revient à rechercher la loi des R_M le long de l'anneau fermé.

Or nous démontrerons :

I. Qu'il existe dans l'anneau un point central O , dit *centre des tensions*, qui donne immédiatement, pour tout point M , la résultante interne en grandeur et en direction.

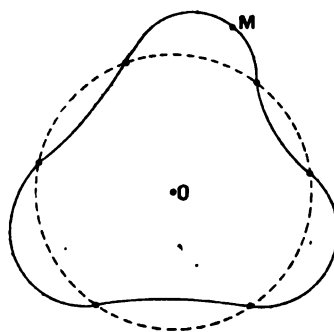
La résultante interne R_M est en effet, comme on le verra, perpendiculaire à OM et égale à $p \times OM$.

Fig. 1.



II. Qu'il existe un cercle, dit *cercle nodal*, qui donne immédiatement le moment de R_M en chaque point (c'est-à-dire le moment fléchissant).

Fig. 2.



Ce moment est en effet égal au demi-produit de la pression p par la *puissance* du point M par rapport à ce cercle.

Le centre de ce cercle nodal n'est autre d'ailleurs que le centre de tension.

Ce théorème important fait l'objet de la présente Note.

Ses applications sont nombreuses. On voit facilement qu'il peut servir au calcul de la résistance de tout réservoir cylindrique indéfini soumis intérieurement et extérieurement à des pressions différentes.

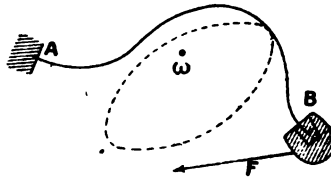
Mais c'est un théorème général susceptible de bien d'autres applications, comme la suite de la Note l'indiquera.

Toutefois, il ne saurait être établi sans une théorie préliminaire de la flexion des pièces courbes. Il faut déjà connaître notamment le théorème que voici :

Soit une poutre courbe (à ligne axiale plane) dont un bout A est encastré dans un solide rigide fixe (c'est-à-dire pris pour repère) et dont l'autre bout est encastré dans un solide rigide B, libre de toute autre liaison. Toute force F

appliquée au solide B lui imprime un mouvement qui consiste en une rotation autour d'un certain point ω . Le point ω et la force F sont liés par une relation d'antipolarité par rapport à une ellipse, dite ellipse de liaison entre A et B.

Fig. 3.



Cette ellipse est une certaine fonction de la poutre courbe qui relie A et B, elle s'obtient par un calcul d'inertie. La grandeur de ω est en outre proportionnelle au moment de F autour du centre de cette ellipse.

Cette théorie des poutres courbes exigerait certes un Ouvrage de science pure spécial, la présente Note en formerait simplement un Chapitre, mais à défaut de ce travail plus complet, que je n'ai pas encore eu le loisir de rédiger et qui d'ailleurs excéderait le cadre d'une simple étude, je renverrai le lecteur, pour les quelques éléments de cette théorie nécessaires ici et notamment pour l'établissement du théorème énoncé dans ces dernières lignes, au *Mémorial du Génie Maritime*, 3^e série, fascicule VII, décembre 1905 ⁽¹⁾. Dans un article intitulé : *Étude sur la dilatation des tuyautages*, il trouvera, de la page 11 à la page 32, les développements nécessaires. On remarquera même que le théorème actuel de la lame élastique fermée viendrait naturellement à la suite de la théorie de l'anneau fermé soumis à un nombre fini de forces finies.

Les références qui, à diverses reprises, sont indiquées entre parenthèses dans la note ci-après se rapportent toutes à cette *Étude sur la dilatation des tuyautages*.

Je ferai seulement les remarques suivantes :

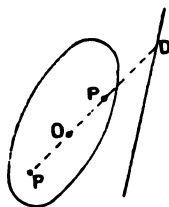
Dans l'*Étude sur la dilatation des tuyautages*, j'emploie le mot *faux-pôle* pour désigner, dans une conique donnée, le symétrique P' du vrai pôle P d'une droite D . J'ai reconnu depuis que dans certains livres de Géométrie, où il est parfois fait usage de ce point, on le désigne sous le nom d'*anti-pôle*. C'est ce dernier mot, plus satisfaisant, qui est employé dans la présente Note.

J'ajouterai enfin que, dans la *dilatation des tuyautages*, la flexibilité ϵ est supposée constante le long de la tige courbe flexible. Le problème traité permettait en effet cette simplification. Ici nous supposons la flexibilité variable,

⁽¹⁾ Chapelot, éditeur.

en sorte que le théorème utilisé ici est un peu plus général que celui exposé page 21 (*loc. cit.*). Par exemple, quand on intègre la flexibilité le long d'un

Fig. 4.



arc de longueur L , on trouve dans le premier cas ϵL pour la flexibilité totale, tandis que dans le second cas on aurait $\int^L \epsilon ds$. La transposition est d'ailleurs facile.

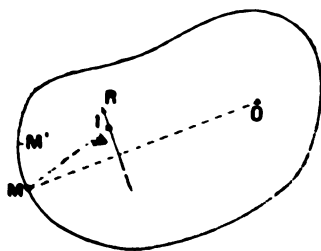
ÉQUILIBRE D'UN ANNEAU SOUMIS A UNE PRESSION UNIFORMÉMENT RÉPARTIE.

Soit un anneau élastique soumis à une pression intérieure p .

Il y a, en chaque section de l'anneau, une résultante interne, c'est-à-dire une résultante des tensions moléculaires dans cette section. Soit R_M la résultante interne au point M (*loc. cit.*, p. 12).

La lame est caractérisée par sa forme et par sa *flexibilité* en chaque point.

Fig. 5.



La flexibilité ϵ en un point est la quantité telle que la variation de courbure $\frac{d\omega}{ds}$, provoquée en ce point par l'existence d'un moment de flexion μ , est donnée par $\frac{d\omega}{ds} = \epsilon \mu$.

C'est donc, si l'on veut, la variation de courbure due à un moment égal à 1.

La flexibilité en un point peut être prise égale à $\frac{1}{EI}$ d'après la théorie élé-

mentaire de la flexion (E coefficient d'élasticité, I moment d'inertie de la section droite) (*loc. cit.*, p. 17).

En considérant la *flexibilité* comme une sorte de *densité* on peut considérer la quantité εds comme une sorte de *masse* affectée à l'élément d'arc ds . Ce sont ces masses dont on calculera plus loin le total, le centre de gravité, les moments d'inertie, etc.

THÉORÈME I. — *Lorsqu'on fait varier M , la résultante interne a une enveloppe. Le point I, où la résultante R_M touche son enveloppe, est situé sur la normale en M à la paroi.*

En effet, quand une force extérieure agit sur un élément d'une lame flexible, les résultantes internes aux extrémités de l'élément sont différentes et elles se coupent sur la force extérieure (*Ibid.*, p. 18).

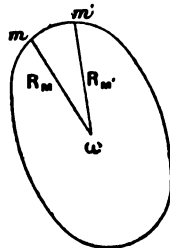
Or la force extérieure est ici la force de pression sur l'élément MM' , elle est donc dirigée suivant la normale à l'élément de paroi.

THÉORÈME II. — *Si de chaque point M on abaisse une perpendiculaire sur la résultante interne correspondante, toutes ces perpendiculaires sont concourantes.*

En effet, menons d'une origine arbitraire ω des vecteurs égaux et parallèles à R_M et à $R_{M'}$ (*fig. 2*).

Si M et M' sont très voisins, la ligne mm' est la variation géométrique de la résultante interne en passant de M en M' (*Ibid.*, p. 18, Cor. III). Elle est

Fig. 6.



donc égale à la force extérieure agissant sur l'élément MM' . Or cette force extérieure due à la pression, a pour intensité $(MM' \times p)$ et elle est normale à MM' .

Dans ces conditions l'élément mm' est perpendiculaire à l'élément MM' et il a pour longueur $mm' = p \times MM'$.

Ceci montre qu'en menant d'une origine arbitraire des parallèles égales à toutes les résultantes internes de l'anneau, les extrémités obtenues forment

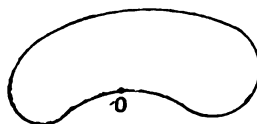
une courbe, laquelle est, par rapport à l'anneau,

- { semblable;
- { orientée orthogonalement;
- { d'échelle p .

De cela résulte évidemment que, dans la figure 1, la droite MO est 'homologue de $m\omega$. Donc le point O homologue de ω sera un point de concours de toutes les lignes telles que MO.

Centre de tension. — Le point O se nommera *centre de tension*.

Fig. 7.



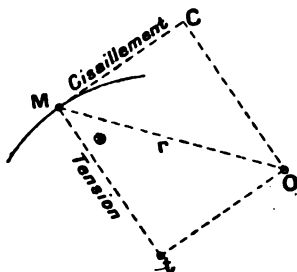
Ce nom est justifié par ceci : que la grandeur de la résultante interne en un point M est proportionnelle à la distance de ce point au centre de tension. En sorte que, si, par hasard, l'anneau passait par le point O, la résultante interne en ce point aurait une grandeur nulle et se réduirait à un couple.

THEOREME III. — *En prenant le centre de tension pour origine, en un point quelconque M, la tension s'obtient en multipliant par p la projection du rayon vecteur sur la normale. L'effort tranchant s'obtient en multipliant par p la projection du rayon vecteur sur la tangente.*

Ce théorème résulte immédiatement de ce que la résultante interne R_M est égale à pr et normale à r .

Il suffit de projeter O sur la normale et la tangente en M pour obtenir le

Fig. 8.



cisaillement et la tension, $p \times MC$ est le cisaillement en M, $p \times Ml$ est la tension en M.

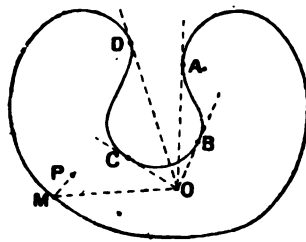
Points de tension nulle. — Si du point O on mène les tangentes à l'anneau, on a donc les points ABCD où la tension est *nulle*. De tels points n'existent pas toujours, quand l'anneau est convexe par exemple.

Lorsqu'ils existent, ils séparent les arcs *tendus* des arcs *comprimés*.

Ainsi, pour une pression intérieure, l'arc AEMD est tendu, l'arc AB comprimé, BC tendu et CD comprimé.

Règle des signes. — On peut voir qu'il y a *traction* quand le travail virtuel de la pression p est positif en allant de M vers O. Il y a *compression* quand

Fig. 9.

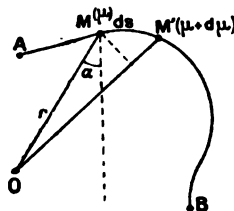


ce travail virtuel est négatif. Cette règle est générale, elle tient compte à la fois de la forme de l'anneau et du sens de la pression (intérieure ou extérieure).

Calcul du moment de flexion. — L'existence du centre de tension conduit à une expression remarquable de la valeur du moment de flexion en un point.

Soit en effet un point quelconque M, soit M' le point infiniment voisin, O le

Fig. 10.



centre de tension, r le rayon vecteur, α son angle avec la normale.

On sait que, d'une façon générale, en tout point, l'effort tranchant est la dérivée du moment de flexion par rapport à l'arc, et comme l'effort tranchant est $pr \sin \alpha$, on a

$$d\mu = pr \sin \alpha \, ds,$$

mais comme

$$ds \sin \alpha = dr,$$

$$d\mu = pr \, dr = \frac{p}{2} d(r^2),$$

d'où

$$\mu = \frac{P}{2}(r^2 + A) \quad (A \text{ constante d'intégration}).$$

Nous allons trouver facilement la valeur de la constante A.

Écrivons que la variation de courbure $d\omega$ entre M et M' est égale à $\epsilon\mu ds$, nous aurons

$$d\omega = \epsilon\mu ds = \epsilon \frac{P}{2}(r^2 + A)ds = \frac{P}{2}(\epsilon r^2 ds + A\epsilon ds).$$

Or $d\omega$ représente la rotation de l'élément M' par rapport à l'élément M, donc $\int_{A'}^B d\omega$ représenterait la rotation de B par rapport à A : mais, suivant le contour entier, on a $\int^L d\omega = 0$ puisque l'anneau se ferme sur lui-même, donc

$$\int^L \epsilon r^2 ds + A \int^L \epsilon ds = 0,$$

d'où

$$A = - \frac{\int^L \epsilon r^2 ds}{\int^L \epsilon ds}.$$

On remarquera que la fraction $\frac{\int^L \epsilon r^2 ds}{\int^L \epsilon ds}$ n'est autre que le rayon ρ^2 d'inertie

polaire des masses ϵ autour du point O, donc $A = -\rho^2$.

Donc la valeur de μ en un point est

$$\mu = \frac{P}{2}(r^2 - \rho^2),$$

d'où l'énoncé suivant :

THÉOREME IV. — *Tracez le cercle d'inertie polaire des masses ϵds autour du centre de tension O, vous obtiendrez le moment de flexion en un point en prenant $\frac{P}{2}$ fois la puissance de ce point ⁽¹⁾ par rapport à ce cercle.*

Points nodaux ou nœuds. — Les points d'intersection de l'anneau et du cercle d'inertie polaire de O sont des points importants. En ces points le

⁽¹⁾ Rappelons sommairement cette théorie pour les lecteurs qui l'auraient perdue de vue.

Puissance — Un cercle et un point M étant donnés, on sait que dans toute sécante issue

moment de flexion est nul (puisque leur puissance est nulle). Ce cercle est donc le lieu des points *de moment nul*.

En tout point de l'axe flexible se produit une variation de courbure égale au produit de la flexibilité locale par le moment fléchissant local. Aux points d'intersection, la courbure demeure donc invariable dans la déformation.

Le cercle qui les contient est donc aussi le lieu des points *de courbure invariable*.

L'énoncé peut alors se transformer ainsi :

THÉOREME V. — *Dans tout anneau élastique soumis à une pression uniforme, tous les points où le moment de flexion est nul, c'est-à-dire dont la courbure demeure invariable, sont situés sur un même cercle.*

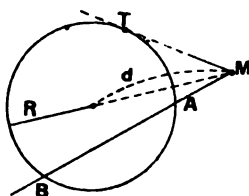
de M le produit $MA \times MB$ est constant. La valeur K^2 de ce produit est la *puissance* du point M par rapport au cercle.

La puissance peut s'interpréter géométriquement de diverses façons en choisissant des sécantes particulières.

La sécante centrale donne : $K^2 = (d - R)(d + R) = d^2 - R^2$.

Pour un point extérieur : K^2 est aussi égal au carré de la tangente.

Fig. 11.



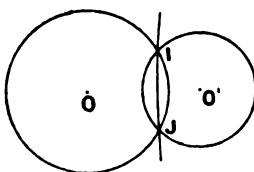
Pour un point intérieur : $K^2 =$ le carré de la demi-corde minima.

La puissance est positive à l'extérieur, nulle sur la circonférence, négative à l'intérieur.

Axe radical de deux cercles. — Avec deux cercles, on peut se demander quel est le lieu des points qui sont d'égale puissance par rapport aux deux cercles.

On démontre que ce lieu est une droite; on la nomme *l'axe radical de deux cercles*.

Fig. 12.



Si les deux cercles se coupent, c'est la corde commune, car les points I et J (puissance nulle) font évidemment partie du lieu. On voit qu'elle est perpendiculaire à OO' .

S'ils ne se coupent pas c'est encore analytiquement la corde commune. Graphiquement on

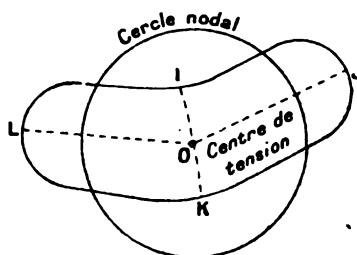
Ces points dont la courbure demeure invariable se nommeront les *nœuds* ou *points nodaux de l'anneau*. Le cercle où ils se trouvent se nommera le *cercle nodal*.

Cercle nodal. — On connaît le procédé général pour obtenir le cercle nodal; il est le cercle d'inertie polaire autour du centre de tension O, mais le théorème ci-dessus permet quelquefois de simplifier sa recherche lorsque certains points nodaux sont évidents *a priori*.

Pour tout point de l'anneau le moment de flexion est égal à $\frac{P}{2}$ fois sa puissance par rapport au cercle nodal.

Or, pour tout point intérieur au cercle nodal, la puissance est négative, pour tout point extérieur elle est positive. Cela revient à dire que les moments

Fig. 13.



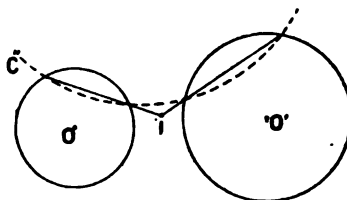
de flexion sont de signe contraire, dans la région intérieure et dans la région extérieure.

Points critiques. — Les points critiques I, J, K, L sont ceux où le moment de flexion est maximum. Ce sont les pieds des normales abaissées du point O

connait bien sa direction (perpendiculaire à OO'), mais il faut en outre un artifice pour en trouver un point.

On peut couper les deux cercles par un cercle auxiliaire C' , le point I est évidemment

Fig. 14.



d'égale puissance par rapport aux trois cercles, donc il appartient à l'axe radical de O et O'. Cette construction est absolument générale.

Si les deux cercles ont des tangentes communes (c'est-à-dire si l'un n'est pas intérieur à

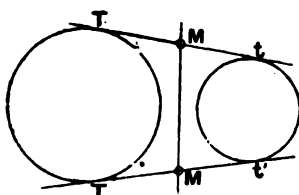
sur l'axe de l'anneau. On peut voir que ce sont également les points où le cisaillement est nul. La tension (traction ou compression) y passe par un maximum.

(Ce ne sont pas forcément les points où la charge par millimètre carré atteint son maximum, car cette charge sous un moment de flexion μ est $\frac{\mu V}{I}$, or le maximum de $\frac{\mu V}{I}$ ne coïncide pas avec le maximum de μ lorsque la section de la poutre, et par suite $\frac{V}{I}$, est variable. De même la charge par la traction est $\frac{T}{\Omega}$, T étant la traction et Ω la section, et le maximum de $\frac{T}{\Omega}$ ne coïncide pas avec celui de T quand Ω est variable.

Toutefois, ces points sont bien les points de charge maximum quand la section est uniforme c'est-à-dire quand I et Ω sont constants.)

l'autre), il suffit de joindre les milieux M , M' de ces tangentes communes (puisque les deux puissances de M sont $\overline{MT}^2$ et $\overline{Mt}^2$).

Fig. 15.

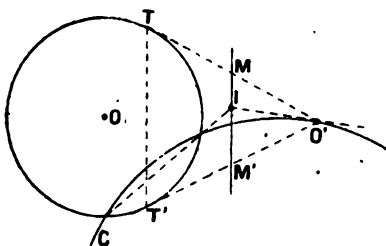


Axe radical d'un cercle O et d'un point O' . — Un point O' étant considéré comme un cercle de rayon nul, possède avec un cercle quelconque O un axe radical.

On a cet axe en joignant les milieux des tangentes issues de O' (ce qui n'est possible que si O' est extérieur).

Ou encore en coupant O par un cercle C auxiliaire, passant par O' et en cherchant

Fig. 16.



l'intersection I de la corde commune de O et C avec la tangente en O' et C .

On peut remarquer enfin que l'axe radical est parallèle à TT' polaire de O' et à mi-distance entre O' et sa polaire.

Position et grandeur de la résultante interne. — La connaissance du cercle nodal (et par conséquent de son centre) permet ainsi de calculer, pour un point quelconque, la *tension*, l'*effort tranchant* et le *moment de flexion*, c'est-à-dire des trois éléments habituels de la résultante interne. Toutefois on peut désirer exprimer *directement* celle-ci en grandeur et en position. Voici un énoncé qui remplit cette condition :

THÉOREME VI. — *La résultante interne R_M en un point M :*

- 1° Est égale à p fois la distance de **M** au centre de tension ;
- 2° Elle est située sur l'axe radical du point **M** et du cercle nodal.

La première partie est déjà connue.

Pour la seconde, comme on sait déjà que R_M est perpendiculaire à OM , il suffit de remarquer que

$$\mu = \frac{p}{2} \times \overline{MT}^2.$$

Comme

$$R_M = p \cdot OM,$$

on a donc

$$p.MH.FM = \frac{p}{2} \overline{MT}^2$$

ou

$$2MH \cdot OM = \overline{MT}^2.$$

Mais

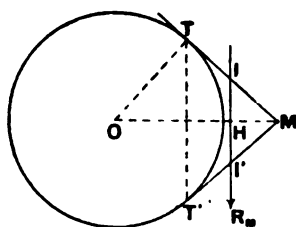
$$\text{MH} \cdot \text{OM} = \text{MT} \cdot \text{MI} \quad (\text{triangles semblables}),$$

d'où

$$2MI = MT.$$

La ligne d'action de R_M est ainsi la droite qui passe par les milieux des

Fig. 17.



tangentes issues de **M**. C'est donc, comme on sait, l'axe radical du point et du cercle.

CALCUL DU CENTRE DE TENSION ET DU CERCLE NODAL.

Jusqu'ici nous avons démontré l'existence du centre de tension, montré comment ce point suffit à faire connaître la résultante interne en un point

quelconque de l'anneau, mais nous n'avons pas vu encore comment on peut déterminer son emplacement effectif.

Des considérations de symétrie permettent parfois de fixer *a priori* cet emplacement.

Il est évident que si l'anneau a deux axes de symétrie et si en outre les flexibilités sont distribuées symétriquement par rapport aux mêmes axes, le centre de tension est au centre de symétrie. C'est le cas des enveloppes elliptiques d'épaisseur uniforme.

Si l'anneau a un axe de symétrie, au double point de vue de la forme et de la flexibilité (ce qui est le cas d'une tranche de sous-marin), le centre de tension est sur cet axe, en sorte qu'il ne reste qu'une coordonnée à calculer.

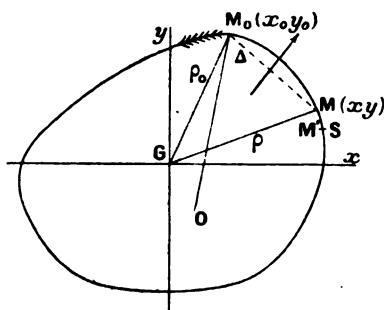
Mais nous allons déterminer ce centre dans le cas général où l'anneau n'offre aucune symétrie, ni de forme, ni de flexibilité.

Pour cela, nous allons appliquer le théorème II, c'est-à-dire choisir un point quelconque M_0 et chercher l'équation de la ligne $M_0 O$ perpendiculaire abaissée de M_0 sur la résultante interne correspondante. Nous vérifierons que son équation indique qu'elle passe par un certain point fixe, qui sera précisément O , et nous calculerons les coordonnées de ce point fixe.

Tout d'abord calculons la direction de la résultante interne.

Nous faisons pour cela le raisonnement suivant : Si l'on coupe l'anneau en M_0 en encastrant le bout de gauche, les actions moléculaires sont supprimées en ce point, et si l'on suppose que les forces de pression continuent à exister, l'anneau s'ouvrira, et le bout libre en M_0 exécutera un certain mouvement. Si l'on applique maintenant au bout libre une force

Fig. 18.



égale à la résultante interne (c'est-à-dire aux actions moléculaires supprimées), l'état réel des choses sera rétabli et l'anneau se refermera. De la sorte, la résultante interne en M_0 est la force capable d'imprimer au bout libre de la lame flexible, supposée coupée en M_0 , un déplacement égal et contraire à celui que les forces dues à la pression lui ont imprimé elles-mêmes.

Soit ϵ la flexibilité de la lame au point M .

Prenons (*fig. 18*) pour origine des coordonnées, le centre de gravité G des quantités (εds) , considérées comme des masses. Prenons pour axes, les axes d'inertie principaux de ces masses. Soit $M_0(x_0, y_0)$ le point dont nous étudions la résultante interne, $M(x, y)$ un point courant.

Coupons virtuellement l'anneau en M_0 et encastrons le bout de gauche. La résultante interne en M_0 est ainsi supprimée.

L'anneau va s'ouvrir et M va se déplacer virtuellement.

Appelons Δ la corde MM_0 . La résultante des pressions exercées entre M_0 et M est égale à $p\Delta$, elle est normale à Δ et passe par son milieu.

Le moment de ces pressions par rapport à M est ainsi $\frac{p\Delta^2}{2}$. L'arc MM' infiniment petit, de longueur ds , va éprouver une variation de courbure qui aura pour valeur

$$\frac{\varepsilon p \Delta^2 ds}{2}.$$

Le déplacement qui résulte, pour le bout libre M_0 de cette déformation de l'arc S , est une rotation $\frac{\varepsilon p \Delta^2 ds}{2}$ autour du point M .

Le déplacement total du bout libre M_0 s'obtiendra en intégrant ces rotations élémentaires.

Donc les coordonnées X_0, Y_0 de la rotation totale Φ_0 seront données par

$$\left. \begin{aligned} (1) \quad \Phi_0 X_0 &= \frac{p}{2} \int \varepsilon \Delta^2 x ds \\ (2) \quad \Phi_0 Y_0 &= \frac{p}{2} \int \varepsilon \Delta^2 y ds \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Équations de position du centre de gravité} \\ \text{des rotations élémentaires,} \end{array}$$

Nous allons exprimer ces valeurs en fonction de quelques intégrales définies de l'anneau.

Envisageons les fonctions suivantes de la courbe axiale :

$$\left. \begin{aligned} \int \varepsilon x^2 ds &= A \\ \int \varepsilon y^2 ds &= B \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} A, B \text{ sont les moments d'inertie principaux} \\ \text{des masses } (\varepsilon ds). \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned} \int \varepsilon \rho^2 x ds &= C \\ \int \varepsilon \rho^2 y ds &= D \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} C, D \text{ sont des espèces de moments d'inertie} \\ \text{du troisième degré.} \end{array}$$

Comme les axes choisis sont les axes principaux d'inertie, on a, en outre,

$$\int \varepsilon xy ds = 0.$$

On a

$$(3) \quad \Delta^2 = (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 = \rho^2 + \rho_0^2 - 2xx_0 - 2yy_0;$$

l'équation (1) devient, en la développant en Δ^2 et en y remplaçant les fonctions par leurs symboles,

$$\begin{aligned} \Phi_0 X_0 &= \frac{p}{2} \left(\int \epsilon \rho^2 x \, ds + \rho_0^2 \int \epsilon x \, ds - 2x_0 \int \epsilon x^2 \, ds - 2y_0 \int \epsilon xy \, ds \right) \\ &= \frac{p}{2} (C + 0 - 2x_0 A - 0) \\ &= \frac{p}{2} (C - 2x_0 A). \end{aligned}$$

En faisant des réductions analogues pour l'autre équation, on a :

$$(1)' \quad \Phi_0 X_0 = \frac{p}{2} (C - 2x_0 A),$$

$$(2)'' \quad \Phi_0 Y_0 = \frac{p}{2} (D - 2y_0 B).$$

Ainsi les deux équations (1') (2') définissent la rotation virtuelle du bout libre, par rapport au bout encastré, sous l'effort de la pression p , quand on coupe l'anneau en M_0 , c'est-à-dire lorsque la résultante interne est supprimée en ce point.

Si maintenant on rétablit l'existence de la résultante interne en M_0 , on va refermer l'anneau, c'est-à-dire produire une rotation égale et contraire à la précédente et coïncidant avec elle.

Or, la résultante interne en M_0 et la rotation qu'elle provoque sont liées par l'ellipse de flexion entre les deux bouts M_0 , cette ellipse, en ce cas, n'est autre, comme on sait, que l'ellipse d'inertie de l'anneau, le coefficient de flexion étant $\int^L \epsilon \, ds$ (*loc. cit.* p. 21).

Les coordonnées du centre de rotation O sont X_0, Y_0 ; on sait que la résultante interne en M_0 est l'antipolaire de ce point, on a donc

$$\lambda \text{ (coefficient angulaire de la résultante interne)} = - \frac{B}{A} \times \frac{X_0}{Y_0},$$

car A et B sont proportionnels aux carrés des axes d'ellipse d'inertie.

La perpendiculaire abaissée de M_0 sur la résultante interne en M_0 aura pour équation

$$(y - y_0) = \frac{A}{B} \times \frac{Y_0}{X_0} (x - x_0),$$

ce qu'on peut écrire, en vertu de (1)' et (2)',

$$\frac{\frac{y-y_0}{x-x_0}}{\frac{D-2y_0B}{C-2x_0A}} = \frac{A}{B},$$

ou encore

$$(4) \quad \frac{\frac{y-y_0}{D-2y_0B}}{\frac{x-x_0}{C-2x_0A}} = \frac{A}{B}.$$

Telle est l'équation de la perpendiculaire abaissée de M_0 sur la résultante interne en M_0 ; on voit que, quelles que soient les valeurs de x_0 et y_0 , c'est-à-dire quel que soit le point M_0 choisi, l'équation de cette perpendiculaire est toujours satisfaite pour le point dont les coordonnées sont :

$$x = \frac{C}{2A},$$

$$y = \frac{D}{2B}.$$

On voit donc (ce que nous savions déjà) que cette perpendiculaire passe toujours, quel que soit M_0 , par un certain point fixe, mais nous venons d'obtenir en outre ici les coordonnées de ce point fixe qui est le centre de tension.

Quand au rayon du cercle nodal, il se déduit facilement des constantes calculées plus haut :

$$\beta^2 = A + B + \left(\frac{C^2}{4A^2} + \frac{D^2}{4B^2} \right) \int^L \epsilon ds.$$

ÉNONCÉ DU THÉORÈME FONDAMENTAL.

En résumé, la théorie complète de la résistance d'un anneau soumis à une pression uniforme est celle-ci :

« Attribuez à l'anneau, en chaque point, une densité égale à la flexibilité en ce point. Tout arc ds de l'anneau est ainsi chargé d'une masse fictive : $m = \epsilon ds$.

» Déterminez pour l'anneau ainsi chargé les éléments suivants :

» La masse totale $E = \int^L \epsilon ds$;

» Le centre de gravité G ;

» Les axes principaux d'inertie Gx, Gy ;

» Les constantes

$$A = \int^L \epsilon x^2 ds,$$

$$B = \int^L \epsilon y^2 ds,$$

$$C = \int^L \epsilon (x^2 + y^2) x ds,$$

$$D = \int^L \epsilon (x^2 + y^2) y ds.$$

» Cherchez le point O dont les coordonnées (par rapport aux axes principaux) soient

$$X = \frac{C}{2A},$$

$$Y = \frac{D}{2B}.$$

» Tracez enfin le cercle γ d'inertie polaire de O;

» En un point quelconque M, la résultante interne :

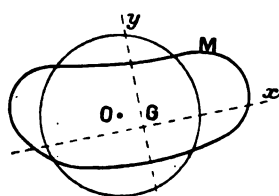
» 1° Est égale à $p \times OM$;

» 2° Est normale à OM;

» 3° A pour moment autour de M la *puissance* du point M par rapport au cercle γ avec le facteur $\frac{p}{2}$. »

La théorie précédente, dont on peut apprécier l'extrême généralité, offre,

Fig. 19.



comme on va le voir, une série de conséquences et d'applications importantes.

Toute la théorie des poutres élastiques uniformément chargées est condensée dans cet énoncé unique. On verra que tous les cas usuels des traités de résistance des matériaux n'en sont que des corollaires tout à fait élémentaires.

La méthode précédente fournit d'ailleurs, en général, même dans ces cas élémentaires, une figuration plus simple que les théories ordinaires.

Le procédé, absolument uniforme, consiste, dans tous les cas, à *tracer le cercle nodal*.

APPLICATIONS A DES CAS PARTICULIERS.

I. — Lamé circulaire de flexibilité irrégulière.

Le cercle jouit d'une immunité particulière contre les efforts de flexion dans le cas d'une pression uniforme.

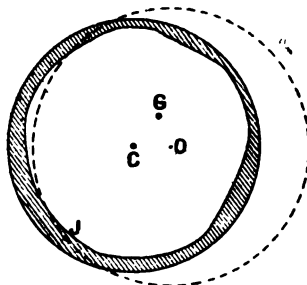
Cette propriété est souvent citée et appliquée, mais peut-être y a-t-il quelque confusion dans l'idée qu'on s'en fait.

Il est évident qu'un anneau circulaire de *section constante* est à lui-même son propre cercle nodal. Les points G et O coïncident avec le centre géométrique par symétrie et le rayon d'inertie polaire autour de O est le rayon même du cercle.

Tel est le théorème évident qu'on applique. On l'étend parfois, sans bien se rendre compte de la légitimité de cette extension, au cas d'un anneau de *flexibilité variable*.

Si, en effet, l'anneau n'a pas une flexibilité constante en tous ses points, le centre de gravité G des flexibilités n'est plus au centre géométrique. Il paraît

Fig. 20.



trait naturel *a priori* que le point O n'y soit pas non plus, puisque ses coordonnées dépendent des fonctions d'inertie du deuxième et du troisième degré des flexibilités dont la répartition est arbitrairement donnée.

S'il en était ainsi, le cercle polaire autour de O, c'est-à-dire le cercle nodal, ne serait pas en général concentrique à l'anneau et celui-ci offrirait deux nœuds I et J.

Telle est la conclusion que le raisonnement devrait faire prévoir. Or il se trouve, et le calcul montre que, « pour une lame circulaire complète, le centre de tension coïncide *toujours* avec le centre géométrique *quelle que soit la loi* de variation de la flexibilité le long de l'anneau ».

Ce théorème remarquable légitime l'emploi de la forme circulaire, même lorsque la section est variable, mais on voit bien qu'il n'est pas inutile de le connaître et de le démontrer.

THÉORÈME SPÉCIAL AU CERCLE. — *Dans un anneau circulaire, la position du centre de tension est indépendante de la loi de variation de la flexibilité. Il se trouve au centre géométrique.*

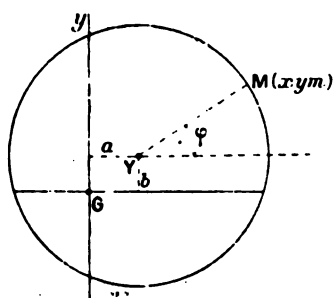
Soit un anneau circulaire de flexibilité variable en ses divers points.

Soient Gx, Gy les axes principaux d'inertie de ces flexibilités.

a et b les coordonnées du centre géométrique γ .

M est un point quelconque, φ l'angle du rayon γM avec Gx , ε la flexibilité

Fig. 31.



en M ; ε est une fonction arbitraire de φ .

Posons $\varepsilon r = m$, en sorte que m est aussi une fonction arbitraire de φ .

On a

$$x = a + r \cos \varphi,$$

$$y = b + r \sin \varphi.$$

Par définition des axes Gx, Gy on a, en étendant les intégrales à 2π ,

$$\int m(a + r \cos \varphi) d\varphi = 0,$$

$$\int m(b + r \sin \varphi) d\varphi = 0,$$

$$\int m(a + r \cos \varphi)(b + r \sin \varphi) d\varphi = 0,$$

d'où

$$a \int m d\varphi + r \int m \cos \varphi d\varphi = 0,$$

$$b \int m d\varphi + r \int m \sin \varphi d\varphi = 0,$$

$$ab \int m d\varphi + ar \int m \sin \varphi d\varphi + br \int m \sin \varphi d\varphi + r^2 \int m \sin \varphi \cos \varphi d\varphi = 0;$$

posons

$$\int m d\varphi = \mu;$$

on en tire

$$(1) \quad \int m \cos \varphi \, d\varphi = -\frac{a\mu}{r},$$

$$(2) \quad \int m \sin \varphi \, d\varphi = -\frac{b\mu}{r},$$

$$(3) \quad \int m \sin \varphi \cos \varphi \, d\varphi = \frac{ab\mu}{r^2}.$$

Les moments d'inertie principaux A et B sont égaux par définition à

$$A = \int m (x + r \cos \varphi)^2 \, d\varphi = a^2 \mu + 2ar \int m \cos \varphi \, d\varphi + r^2 \int \cos^2 \varphi \, d\varphi,$$

d'où, en réduisant,

$$(4) \quad \int m \cos^2 \varphi \, d\varphi = \frac{A + a^2 \mu}{r^2};$$

de même pour B :

$$(5) \quad \int m \sin^2 \varphi \, d\varphi = \frac{B + b^2 \mu}{r^2}.$$

Calculons alors les moments d'inertie du troisième degré C et D qui doivent nous servir au calcul de O. On a, par définition,

$$C = \int m (x^2 + y^2) x \, d\varphi = \int m [(a + r \cos \varphi)^2 + (b + r \sin \varphi)^2] (a + r \cos \varphi) \, d\varphi,$$

$$C = \int m [(a^2 + b^2 + r^2) + 2ar \cos \varphi + 2br \sin \varphi] (a + r \cos \varphi) \, d\varphi,$$

d'où, en développant,

$$\begin{aligned} C &= (a^2 + b^2 + r^2) a \mu + 2a^2 r \int m \cos \varphi \, d\varphi + 2abr \int m \sin \varphi \, d\varphi \\ &\quad + (a^2 + b^2 + r^2) r \int m \cos \varphi \, d\varphi + 2ar^2 \int m \cos^2 \varphi \, d\varphi + 2br^2 \int m \sin \varphi \cos \varphi \, d\varphi; \end{aligned}$$

en remplaçant les intégrales par leurs valeurs tirées de (1), (2), (3), (4) et (5), il vient, après réductions,

$$C = 2aA.$$

L'abscisse du centre de tensions qui a en général pour valeur $\frac{C}{2A}$ a donc ici pour valeur a .

On trouverait de même que l'ordonnée est b .

Le centre de tension coïncide donc avec le centre géométrique.

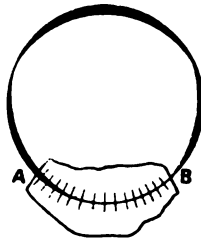
Le théorème est donc démontré et la fonction m de l'angle φ peut être *quelconque*, elle n'intervient pas dans le résultat final.

CONSÉQUENCES DE CETTE PROPRIÉTÉ DE L'ANNEAU CIRCULAIRE.

Si une partie de l'anneau est inflexible, m est nul le long de l'arc inflexible, mais le théorème demeure vrai.

Donc un arc d'anneau circulaire de section irrégulière encastré par les

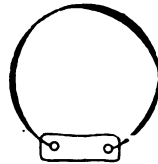
Fig. 22.



deux bouts ne supporte aucun effet de flexion sous une pression uniforme, s'il est *inextensible* rigoureusement.

Si une partie de l'anneau est inflexible ($m = 0$) et qu'aux extrémités du

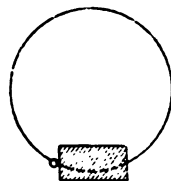
Fig. 23.



raccord soient deux points d'articulation ($m = \infty$), le théorème demeure vrai, en sorte qu'un anneau circulaire de section irrégulière articulé aux deux bouts ne supporte aucun effort de flexion sous une pression uniforme.

Remarque. — Mais il est essentiel de remarquer que, pour que ce théo-

Fig. 24.



ème soit applicable, il faut absolument que le cercle existe sur l'arc 2π dans une matière, flexible ou non, mais *inextensible*, car la théorie des

on en tire

$$(1) \quad \int m \cos \varphi d\varphi = -\frac{a\mu}{r},$$

$$(2) \quad \int m \sin \varphi d\varphi = -\frac{b\mu}{r},$$

$$(3) \quad \int m \sin \varphi \cos \varphi d\varphi = \frac{ab\mu}{r^2}.$$

Les moments d'inertie principaux A et B sont égaux r

$$A = \int m (x + r \cos \varphi)^2 d\varphi = a^2 \mu + 2ar \int m \cos \varphi d\varphi$$

d'où, en réduisant,

$$(4) \quad \int m \cos^2 \varphi d\varphi = \frac{A +}{2r^2}$$

de même pour B :

$$(5) \quad \int m \sin^2 \varphi d\varphi = \frac{B +}{2r^2}$$

Calculons alors les moments d'inertie d'un anneau soumis à une pression uniforme p. que toute autre forme d'anneau, quelle que soit sa forme, ne peut être exempte de moments de flexion sensibles, et cela même si l'anneau se confondrait avec son cercle nodal.

$$C = \int m (x^2 + y^2) d\varphi = \int m r^2 d\varphi$$

$$C = \int m [(a^2 + b^2 + r^2) + 2ar \cos \varphi + 2br \sin \varphi] d\varphi$$

d'où, en développant,

$$C = (a^2 + b^2 + r^2) \alpha \mu + 2ar \int m \cos \varphi d\varphi + 2br \int m \sin \varphi d\varphi$$

en remplaçant
et (5), il vient

L'abscisse

ici pour

On

Le

L

qu

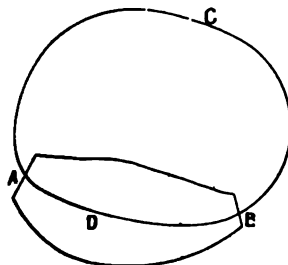


Fig. 26.

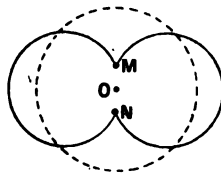
point de flexibilité. Ici l'arc ADB ayant une rigidité complète, sa flexibilité est nulle en tous ses points, en sorte que ces points n'entrent pas dans le calcul du centre de gravité total, du centre de tension et du cercle nodal.

lames élastiques suppose essentiellement leur extensibilité *nulle* par rapport à leur flexibilité. Si les deux extrémités d'un arc inférieur à 2π sont ainsi encastrées ou articulées à un solide, *le cercle peut être fictivement prolongé dans le solide*.

Mais on se tromperait grossièrement en appliquant le théorème à un anneau composé de parties circulaires incomplètes dont les extrémités ne seraient pas *rigidement* liées.

Par exemple, dans la figure ci-dessous, formée de deux parties d'anneaux circulaires, les points M et N n'étant pas invariablement liés, il y a en réalité

Fig. 25.



un anneau unique de section non circulaire, il y a un centre de tension, un cercle nodal, des points nodaux et des moments de flexion sensibles, et cela que la flexibilité soit régulière ou non.

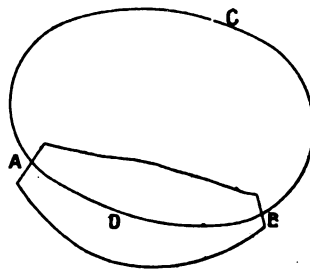
Il est à peine besoin d'ajouter que toute autre forme d'anneau, quelle que soit la loi de variation de la flexibilité, ne peut être exempte de moments de flexion, puisque l'anneau ne saurait se confondre avec son cercle nodal.

II. — Lame élastique doublement encastrée.

Considérons un anneau soumis à une pression uniforme p .

Imaginons qu'un arc ADB de cet anneau soit d'une rigidité absolue. Le théorème fondamental est applicable à cet anneau, en affectant à chaque

Fig. 26.

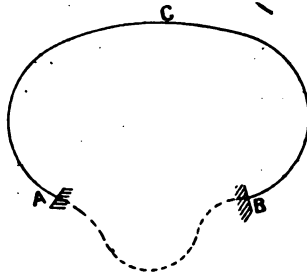


point sa flexibilité. Ici l'arc ADB ayant une rigidité complète, sa flexibilité est nulle en tous ses points, en sorte que ces points n'entrent pas dans le calcul du centre de gravité total, du centre de tension et du cercle nodal.

Dans ces calculs n'entrent que les points de l'arc ACB.

Or ce cas n'est autre que celui d'une lame élastique courbe ACB encastrée à ses deux extrémités A et B qu'il suffit de relier par la pensée à *travers le solide* par un circuit arbitraire. (Car, lorsqu'on a deux points d'encastrement, il est d'ordinaire sous-entendu que les deux solides d'encastrement sont liés l'un à l'autre. La condition d'équilibre, en cas contraire, dépendrait de la liaison entre les deux solides d'encastrement. Le problème serait indéterminé, si cette liaison n'était pas connue. Il constituerait, si elle était

Fig. 27.



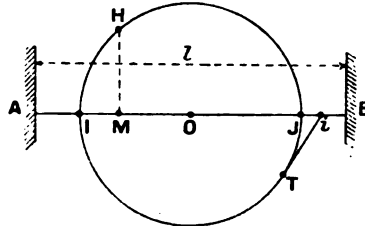
connue, un problème nouveau qu'on ne traite pas dans les traités de résistance usuels.)

Le théorème fondamental s'applique donc, sans y rien changer, au cas d'une lame courbe doublement encastrée. Celle-ci possède un centre de tension, un cercle nodal, et tout se déduit du cercle nodal.

Exemple particulier. — Étudions, comme exemple tout à fait élémentaire, une poutre droite et de section constante doublement encastrée. C'est un problème classique.

Ici par raison de symétrie le *centre de tension* est au milieu O.

Fig. 28.



Le cercle polaire d'inertie autour de O a pour rayon

$$\frac{L}{2\sqrt{3}}.$$

Tout se déduit de là.

Discussion. — Il y a deux *nœuds* en I et J à la distance $\frac{L}{2\sqrt{3}}$ du centre. Ce sont des points d'inflexion de l'axe déformé.

Le *point critique* est en O. Comme il coïncide avec le centre de tension, la résultante interne s'y réduit à un couple. Ce couple, qui est le couple maximum de la poutre, est égal à $\frac{P}{2} \left(\frac{L}{2\sqrt{3}} \right)^2 = \frac{PL^2}{24}$.

En un *point quelconque M*, la résultante interne a pour valeur $p \times OM$. Elle est normale à OM (cisaillement pur).

Le moment de flexion en un point intérieur M est $\frac{P}{2} \times \overline{MH}^2$, car le carré de la demi-corde est égal à la puissance pour un point intérieur. Pour un point extérieur le moment de flexion est égal à $\frac{P}{2} \times \overline{NT}^2$, car le carré de la tangente est égal à la puissance pour un point extérieur.

On sait aussi que dans un cercle la puissance d'un point est égale au produit des deux segments d'une sécante quelconque passant par le point. Or MI et MJ sont deux segments de la sécante diamétrale, donc pour tout point M on a

$$\text{Moment de flexion en M} = \frac{P}{2} \times MI \times MJ,$$

c'est-à-dire qu'en tout point le moment de flexion est égal à $\frac{P}{2} \times$ le produit des deux distances nodales.

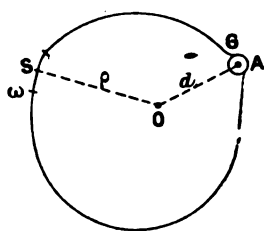
Ce résultat est un cas particulier d'une propriété plus générale que nous verrons plus loin.

La plupart de ces résultats numériques sur la poutre droite, de section constante, doublement encastree, se trouvent dans les traités ordinaires de résistance des matériaux.

III. — *Lame élastique encastree à un bout et articulée à l'autre.*

Imaginons une lame élastique fermée sur elle-même par un point d'articulation A et uniformément chargée.

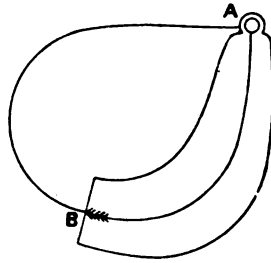
Fig. 29.



Ici la flexibilité du point A est infinie, le centre de gravité des flexibilités s'y trouve donc.

Le centre des tensions se calculera comme à l'ordinaire.

Fig. 30.



Le cercle nodal passera par A. — En effet, on aurait

$$\left(\int \epsilon ds + \infty \right) R^2 = \int \epsilon \rho^2 ds + \infty d^2,$$

d'où

$$R^2 = d^2.$$

Si, en outre, on solidifie un arc AB, on tombe sur le cas d'une poutre en-

Fig. 31.



castrée à un bout et articulée à l'autre.

Tout se réduit donc ici encore à trouver le cercle nodal, mais en outre nous savons que le point d'articulation A est un point nodal.

Cas simple de la poutre droite de section constante. — Appliquons ce théorème au cas élémentaire de la poutre droite de section constante uniformément chargée, encastrée à un bout, appuyée à l'autre.

A est le centre de gravité.

Le centre de tension O s'obtient suivant la formule en prenant :

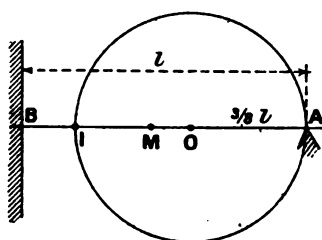
$$OA = \frac{\int_0^L \lambda^3 dA}{2 \int_0^L \lambda^2 d\lambda} = \frac{3}{8} L.$$

Le cercle nodal a donc pour centre O et passe en A. Son rayon est $\frac{3}{8} L$, il donne le deuxième nœud en I. Ce point d'inflexion est donc au quart à partir de B.

Le point critique est encore O (aux $\frac{5}{8}$ de BA). Le moment est

$$\frac{p}{2} \left(\frac{3}{8} l \right)^2 = \frac{9pL^2}{32}.$$

Fig. 32.



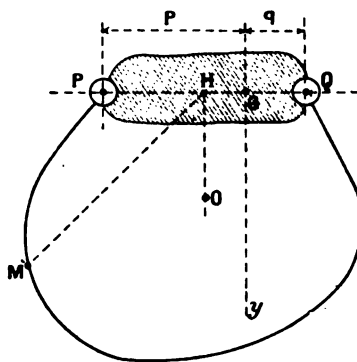
Le point où le cisaillement est maximum est le plus éloigné de O, c'est B, où il est égal à $p \times BO = pL \times \frac{5}{8}$.

Le cisaillement en A est $p \times OA = pL \times \frac{3}{8}$, c'est la réaction de l'appui.

IV. — Lamé élastique articulée aux deux bouts.

Soit un anneau, une partie PQ est solidifiée ($m=0$), deux points P et Q ont une flexibilité très grande (articulations); le reste a une flexibilité ordi-

Fig. 33.



naire. Le théorème s'applique, et le cas envisagé n'est autre que celui d'une lamé élastique articulée aux deux bouts.

Le centre de gravité, les masses P et Q étant très grandes, est sur PQ. La corde PQ est axe principal d'inertie minima puisque P et Q y ont un facteur nul.

A la vérité le rapport $\frac{P}{Q}$ entre les quantités très grandes P et Q est indéterminé, mais le calcul direct montre que, quel qu'on le suppose, le centre de flexion se trouve sur la perpendiculaire au milieu de PQ ⁽¹⁾. $\frac{P}{Q}$ est donc indifférent, on peut pour simplifier le prendre égal à 1, ce qui pose G au milieu de PQ.

L'ordonnée de O se calculera comme à l'ordinaire en prenant les moments d'inertie carré et cubique autour de PQ.

On aura ainsi le centre du cercle nodal.

Le cercle nodal doit passer en PQ puisque P et Q, étant articulés, n'ont pas de moment de flexion et sont par suite des nœuds.

(Cette condition entraîne la position de O sur la perpendiculaire au milieu de PQ et dispense par suite de la démonstration par le calcul direct.)

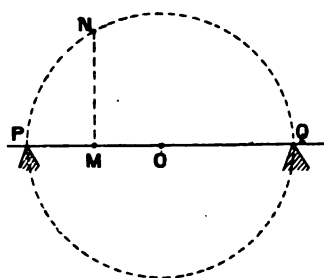
Il suffit donc d'élever sur le milieu H de PQ une hauteur OH telle que

$$OH = \frac{\int_0^L m(x^2 + y^2)y \, ds}{\int_0^L my^2 \, ds}.$$

Le cercle de centre O et passant par P et Q donne le cercle nodal, d'où toutes les quantités intéressantes peuvent se déduire à volonté.

Cas simple de la poutre droite doublement appuyée. — Avec une poutre

Fig. 34.



droite doublement appuyée, le centre O est au milieu de PQ, le cercle nodal passe en PQ.

⁽¹⁾ En effet p et q étant les deux distances de G, on a $Pp + Qq = 0$.

Le moment d'inertie autour de Cy est $A = Pp^2 + Qq^2$; les autres masses étant négligeables.

Le moment cubique d'inertie est $C = Pp^3 + Qq^3$.

L'abscisse du centre de tension est donc

$$\frac{C}{2A} = \frac{Pp^3 + Qq^3}{Pp^2 + Qq^2} = \frac{qp^3 - pq^3}{2(qp^2 + pq^2)} = \frac{pq(p^2 - q^2)}{2pq(p + q)} = \frac{p - q}{2}.$$

Le moment de flexion en **M** est donc $\frac{p}{2} \times \overline{MN}^2$. Il est maximum en **O**, où il a pour valeur

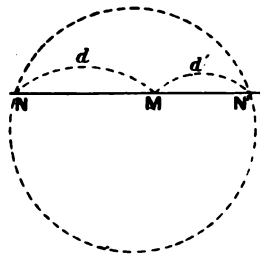
$$\frac{p}{2} \times \left(\frac{L}{2}\right)^2 = \frac{pL^2}{8}.$$

Le cisaillement en **M** est égal à $p \times OM$, il est maximum en **P** et **Q**, nul en **O**.

V. — Quelques remarques.

I. Il faut remarquer que toute lame flexible droite doublement encastrée, ou encastrée et articulée, ou doublement articulée possède toujours *deux* nœuds. Un point d'articulation est toujours un nœud.

Fig. 35.



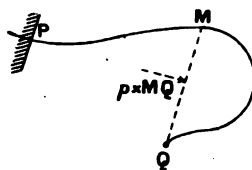
Si **N** et **N'** sont les deux nœuds, la puissance d'un point quelconque **M** est égale à $d \times d'$, en sorte que le moment fléchissant en **M** est

$$\frac{p}{2} \times dd'.$$

Donc le moment fléchissant en un point est toujours égal à $\frac{p}{2}$ fois le produit de ses deux distances nodales.

II. Une lame élastique encastrée à un bout et libre à l'autre, peut être

Fig. 36.



considérée comme ayant un cercle nodal réduit à un point à l'extrémité libre, car la résultante interne en **M** est égale à $p \times MQ$ au milieu de **MQ**.

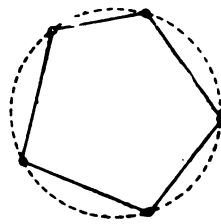
La tension en M est donc $p \times MQ$.

Le moment en M est $\frac{P}{2} MQ^2$.

Cela revient à supposer le centre de tension et le centre nodal réduits au point Q .

III. Soit un polygone articulé à côtés invariables, soumis à une pression intérieure. Par le jeu des angles au sommet il prend une forme d'équilibre.

Fig. 37.



On a ce théorème curieux que cette forme d'équilibre sera caractérisée par ceci : que le polygone placera tous ses sommets sur un cercle, car ses sommets seront des *nœuds*, puisque le moment de flexion y sera nul.

Comme, quand le polygone est ainsi en équilibre, toute petite déformation doit donner un travail virtuel égal à zéro, d'après le théorème de Lagrange, et comme par ailleurs le travail de la pression intérieure dans une déformation est, comme on le sait, égal à $p \times dv$ en appelant dv la variation de l'aire du polygone, on en conclut que cette aire est un maximum, d'où ce théorème de Géométrie pure, qu'on pourrait démontrer directement :

Un polygone articulé à côtés invariables prend diverses aires en se déformant, il possède son aire maxima quand il se déforme de façon à placer tous ses sommets sur un cercle, c'est-à-dire, si l'on veut, quand il prend une forme inscriptible.

En supposant un des côtés de longueur finie et une infinité de côtés infini-

Fig. 38.



ment petits, on voit que l'aire maxima est obtenue quand la figure prend la forme d'un arc de cercle et de sa corde, ce qui est l'antique théorème des isopérimètres.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DIX-HUIT PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (ANNÉE 1890).

1. Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.
2. Influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. HAUSER, Ingénieur de la Marine.
3. Cuirassés de croisière, par M. LISBONNE, Vice-Président.
4. Étude sur la résistance de l'acier, par M. CUIZINIER, Inspecteur du Bureau Veritas.
5. Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. LISBONNE, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (ANNÉE 1891).

6. De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Ingénieur de la Marine.
7. De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression, et des moyens de l'égaliser, par M. J. AUSCHER, Ingénieur de la Marine.
8. Étude du système de distribution Marshall, par M. MARBEC, Élève-Ingénieur de la Marine.
9. Étude sur la résistance des carènes, par M. ALHEILIG, Ingénieur de la Marine.
10. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. FERRAND, Ingénieur de la Marine.
11. Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. AUROUS, Ingénieur de la Marine.
12. Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. ALHEILIG, Ingénieur de la Marine.
13. Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. MARBEC, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (ANNÉE 1892).

14. Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

15. Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. DRZEWIECKI, Ingénieur.
16. Note relative à une méthode nouvelle pour le calcul des carènes inclinées, par M. CH. DOYÈRE, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
17. Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. DE REFFYB, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
18. Description d'un sharpes de 9^t,5 de déplacement, par M. G. AUROUS, Ingénieur de la Marine.
19. Théorie des propulseurs, par MM. POLLARD et DUDEBOUT, Ingénieurs de la Marine.
20. Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines marines, par M. MARBEC, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (ANNÉE 1893).

21. Des conditions de marche des navires, à petite vitesse, par M. E. WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
22. Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés, dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique, par M. V. DAYMARD, Vice-Président.
23. Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. WEYL.
24. Note sur les travaux de déglacement dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. DIBOS, Ingénieur.
25. Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.
26. Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.
27. Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur des Constructions navales.
28. Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. LE COUR GRANDMAISON, Ancien Député.
29. Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.
30. Études de géométrie des carènes, par M. CH. DOYÈRE, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
31. Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. CRONEAU, Professeur à l'École du Génie maritime.
32. Le Congrès international maritime de Londres, par M. MULLER.
33. De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. GUILLOUX, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (ANNÉE 1894).

34. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.
35. Observations sur les foyers des chaudières marines, par M. V. DAYMARD, Vice-Président.
36. Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. RISBEC, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

37. Étude sur la fatigue des navires, par M. L. VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales.
38. Les effets de la loi sur la Marine marchande Italienne, par M. MULLER, Capitaine au long cours.
39. De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. DIBOS, Ingénieur.
40. Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage de fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. DIBOS, Ingénieur.
41. Application de la bouée-espar au jaugeage des cours d'eau, par M. LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine Belge.
42. L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (ANNÉE 1895).

43. Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. BARBA, Ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.
44. Le problème de la vitesse, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.
45. Formes à donner aux carènes des bâtiments à grande vitesse, par M. G. AUROUS, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
46. Les résultats de la loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. MULLER, Capitaine au long cours.
47. Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes dans leur moyeu, par M. DAYMARD, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
48. La bataille de Yalu, et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. FERRAND, Ingénieur de la Marine.
49. La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. CRONEAU, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
50. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.
51. Applications de la turbine de Laval à la Marine, par M. SCIAMA, Directeur de la Maison Bréguet.
52. Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
53. Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
54. Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. PIERRARD, Ingénieur de la Marine Belge.
55. Notes sur les fils et sur les câbles métalliques, par M. DUCHESNE, Ingénieur civil.
56. Note sur les charrues à glace, par M. DIBOS, Ingénieur.
57. Observations sur la façon dont l'aluminium s'est comporté dans les diverses applications qui en ont été faites à la construction navale, par M. GUILLoux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (ANNÉE 1896).

58. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.
59. De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. DUHEM, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

60. Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. POLLARD, Ingénieur de la Marine.
61. Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. DE COURVILLE, Ingénieur de la Marine.
62. Note sur une transformation de machine compound à 5^{tes} en machine compound à 12^{tes}, par M. D'ALLEST, Directeur des Ateliers Fraissinet.
63. Sur la guerre maritime, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.
64. Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. LEFLAIVE, Ingénieur de la Marine.
65. Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
66. Derelicts, par M. DIBOS, Ingénieur.
67. La Terminologie maritime, par M. MULLER, Capitaine au long cours.
68. Considérations et données concernant les bouilleurs, par M. GAYDE, Ingénieur de la Marine.
69. Note sur la chaudière Niclausse, par M. DUCHESNE, Ingénieur civil.
70. Les nouveaux générateurs Belleville, par M. GODARD, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
71. Étude concernant certains aciers spéciaux, par M. ABRAHAM, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (ANNÉE 1897).

72. Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. BERTIN.
73. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
74. Note au sujet d'expériences de percage, par M. MAUGAS, Ingénieur des Constructions navales.
75. Montage des machines marines, par M. MORITZ, Ingénieur des Constructions navales.
76. Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire, par M. VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine russe.
77. Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. LAUBEUF, Ingénieur des Constructions navales.
78. Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. LAUBEUF, Ingénieur des Constructions navales.
79. Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. BESSON, Ingénieur des Constructions navales.
80. Étude sur la pêche à vapeur, et sur la substitution de moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. DUBAR, Directeur des chantiers Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (ANNÉE 1898).

81. Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires, par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.
82. Étude de la vaporisation dans les chaudières, par le même auteur.
83. Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri-IV*, par M. MOISSENET, Ingénieur des Constructions navales.
84. Sur les formes des carènes des bâtiments rapides, par M. LAUBEUF, Ingénieur des constructions navales.

85. Essais d'expériences sur la résistance des carènes, par M. TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales.
86. Étude sur les arbres à manivelles des machines marines, par M. SIMONOT, Ingénieur des Constructions navales.
87. Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture, leur gréement, par M. WILKINSON.
88. Étude expérimentale sur les vibrations dues aux machines marines, par M. PINCZON, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
89. Considérations sur le jaugeage des navires, par M. MULLER.
90. De la transformation des chalands pétroliers en chalands automobiles à citernes indépendantes, par M. DIBOS, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 10 (ANNÉE 1899).

91. Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive, par M. J.-A. NORMAND.
92. Nouvelle méthode pour la détermination des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle, par M. L. MOISSENET, Ingénieur de la Marine.
93. Sur une méthode de calcul des carènes inclinées, par M. L. RAVIER, Ingénieur de la Marine.
94. Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. LEPARMENTIER, Contremaitre des Constructions navales.
95. Essais récents de croiseurs anglais, par M. PIAUD, Ingénieur de la Marine.
96. Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, par M. TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales.
97. Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes, par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.
98. Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire, par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.
99. Application du diagramme entropique à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple, par M. LELONG, Ingénieur de la Marine.
100. Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, par M. LELONG, Ingénieur de la Marine.
101. Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des navires de guerre, par M. LELONG, Ingénieur de la Marine.
102. Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort, par M. E. COLINET, Élève de l'École du Génie maritime.
103. Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts, par M. LE GO, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
104. Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures, par M. SIMONOT, Ingénieur de la Marine.
105. Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine.
106. Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction, par M. MOISSENET, Ingénieur de la Marine.
107. Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers, par M. RAVIER, Ingénieur de la Marine.

- 108. Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre, par M. WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
- 109. Relèvement optique des objets immergés, par M. DIBOS, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 11 (ANNÉE 1900).

- 110. Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales, par M. DE BUSSEY, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation.
- 111. Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement, par M. BERTIN, Directeur du Génie maritime.
- 112. Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur de la Marine Néerlandaise.
- 113. Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur*. Application au calcul des carènes inclinées, par M. BONNET, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
- 114. Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux, par M. HAACK, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.
- 115. Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant, par M. GIUSEPPE ROTA, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
- 116. Formules pratiques pour le mouvement du navire, par M. AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques. Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe.
- 117. Contribution à la théorie des hélices propulsives, par M. RATEAU, Ingénieur des Mines.
- 118. Des hélices propulsives, par M. STÉPHANE DRZEWIECKI, Ingénieur.
- 119. Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale, par M. HAUSSER, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
- 120. Unification des résultats des calculs de navires, par M. BILES. Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glasgow.
- 121. Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures, par M. le Colonel VITTORIO-E. CUNIBERTI, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
- 122. Le navire de combat de l'avenir, par MM. F.-C. GOODALL, M. I. N. A., et M. A.-C. HOLZAPFEL.
- 123. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays, par M. ISAKSON, Inspecteur du Lloyd's Register. Membre de l'Institution des Naval Architects.
- 124. Compte rendu des expériences faites sur un générateur Nielausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Nielausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires, par M. DUGÉ DE BERNONVILLE, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Nielausse.
- 125. Étude sur les chaudières, par M. MONTUPPET, Ingénieur-Constructeur.
- 126. Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande, par M. G. BERLING, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

127. Des vibrations des vapeurs, par M. OTTO SCHLICK.
128. Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques, par M. GARIN Y SOCIATS, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.
129. Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud, par M. SIMONOT, Ingénieur du Génie maritime.
130. Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine.
131. Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection, par M. E.-E. GOULAIEFF, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.
132. Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage, par M. TURC, Lieutenant de vaisseau.
133. Construction des vapeurs pétroliers en Suède, par M. HUGO-G. HAMMAR, Ingénieur des Constructions navales.
134. Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis, par M. WALFRID SYLVEN, Ingénieur du Lighthouse Board.
135. Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha Da Amelia*, par M. CRONEAU, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.
136. Note sur le renflouage, par M. DAVID-W. NOAKES, Ingénieur.
137. Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre, par M. LYONEL CLARK.
138. Appareils de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier, par M. MOISENET, Ingénieur en chef de la Marine.
139. Écrans hydrauliques, par M. DIBOS, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.
140. De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce, par M. THÉODORE-V.-S. ANGLIER, Associé de l'Institution des Naval Architects.
141. Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company, par M. M.-S. CHACE, Ingénieur civil des Constructions navales.

VOLUME N° 12 (ANNÉE 1901).

142. Quelques remarques sur les courbes différentielles et intégrales. Étude de ces courbes en coordonnées polaires, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
143. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse (suite et fin), par M. A. KRILOFF, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Petersbourg.
144. Sur les avantages que présente, pour les navires de guerre, la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive, par M. J.-A. NORMAND.
145. Au sujet de la surface propulsive d'une hélice, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou.
146. Du choix des éléments déterminant les hélices et permettant leur facile comparaison entre elles, par M. S. DRZEWIECKI, Ingénieur.
147. Note sur des essais d'hélice effectués sur les contre-torpilleurs *Dunois* et *Lahire* par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
148. Chaudière marine du système Solignac et Grille, par MM. SOLIGNAC et GRILLE, Ingénieurs-Constructeurs.
149. Note sur le moteur à vapeur de M. le Comte DE CHARDONNET.

Ass. techn. mar., 1908.

- 150. Sur la détermination des forces d'inertie dans les machines alternatives, par M. LÉLONG, Ingénieur principal de la Marine.
- 151. Note sur l'installation des lignes d'arbres dans les embarcations rapides à pétrole, par M. A. TELLIER fils, Ingénieur-Constructeur.
- 152. Disperseur de brouillard (fog disperser), par M. DIBOS, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.
- 153. Note sur les projecteurs-signaux électriques de la marine française entre Calais et Douvres, par M. DIBOS, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 13 (ANNÉE 1902).

- 154. Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat, par M. HOUETTE, Capitaine de vaisseau.
- 155. Compte rendu d'expériences faites au moyen d'un pendule hydraulique, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
- 156. Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés, par M. DIBOS, Ingénieur-conseil, Expert maritime, Lauréat de l'Institut.
- 157. Surface efficace, surface nuisible et coefficient d'efficacité d'une hélice, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Foutchéou.
- 158. Formules pratiques sur la giration du navire (Extrait des travaux de M. B. Afanassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe), par M. N. AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine militaire Russe.
- 159. Sur la solidité des navires très rapides, par M. J.-A. NORMAND.
- 160. Étude sur la vapeur d'eau surchauffée, par M. J. BOULVIN, Professeur à l'Université de Gand.
- 161. Le chauffage des chaudières au naphte en Russie, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
- 162. Expériences relatives au mouvement des arbres des machines marines, par M. CASTELNAU, Ingénieur principal de la Marine.
- 163. Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines, par M. LÉLONG, Ingénieur principal de la Marine.
- 164. Note sur le perçage à terre, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
- 165. Stabilité et aire de la surface développée. Méthode purement analytique, proposée pour le calcul des centres de carène d'un navire incliné, et de l'aire de la surface développée, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur de la Marine Hollandaise, en retraite.
- 166. Application des turbines à vapeur à la propulsion des navires, par M. A. RATEAU, Ingénieur des Mines.
- 167. Le roulis des navires sur houle déterminé expérimentalement au moyen de navi- pendules, par M. G. RUSSO, Ingénieur du Génie naval Italien.
- 168. Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.

VOLUME N° 14 (ANNÉE 1903).

- 169. Quelques remarques au sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires, par M. SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gènes.

170. Les théories du choc et l'expérience, par M. le Comte de MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
171. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
172. Vitesses progressives du navire, par M. B. AFONASSIEF, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe.
173. Note sur le percage à l'atelier, par M. MAUGAS, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.
174. Contribution à l'amélioration des générateurs marins à tubes d'eau, par M. DUCHESNE, Ingénieur.
175. Les turbines à vapeur, et spécialement les turbines Parsons. Leur application à la propulsion des navires, par M. HART, Ingénieur au Chemin de fer du Nord.
176. Étude sur la consommation des turbines à vapeur, application aux navires à grande vitesse, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
177. Étude sur les appareils de condensation des machines marines, par M. LELONG, Ingénieur principal de la Marine.
178. Note sur le sens de rotation des hélices, sur les navires à deux hélices, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
179. Détermination des éléments d'un propulseur hélicoïdal, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
180. Dispositions intéressantes dans le tracé des plus grands navires à passagers et à marchandises d'Amérique, par M. WILLIAM-A. FAIRBURN, Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien.
181. Sur un type spécial de navires destinés au transport des grains ou du minerai de fer sur les grands lacs de l'Amérique du Nord, par M. W.-F. DURAND, Professeur de machines marines à l'Université Cornell.
182. Formules pour l'établissement d'un projet de cargo-boat, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
183. Note sur la construction et l'échantillonnage des navires destinés à la navigation intérieure, par M. BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas.
184. Sur les bateaux porte-trains, par M. L. RAVIER, Ancien Ingénieur du Génie maritime.
185. Réflexions sur l'importance tactique de la vitesse des cuirassés, par M. BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau.
186. Utilisation du télégraphe sans fil. Navigation transatlantique. Abordages, par M. BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau.
187. Application de l'acétylène à l'éclairage des phares et bouées, par M. ARMAND JANET, Ancien Ingénieur de la Marine.
188. Compte rendu d'un voyage dans la Grande-Bretagne, par M. ALEX. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation CANET).

VOLUME N° 15 (ANNÉE 1904).

189. Note sur le travail des matériaux d'acier pour la construction des navires, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
190. Note sur un acier à haute teneur de nickel, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef de la Marine.
191. Mémoire sur la détermination des angles de calage des machines à quatre manivelles, par M. DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

192. Emploi des moteurs à explosion pour la propulsion des navires, par M. GEORGES VILLE.
193. Sur la difficulté de combiner le rendement économique des chaudières avec leur sécurité de fonctionnement, par M. C.-E. STROMEYER, Ingénieur en chef de la « Manchester Steam Users Association ».
194. Contribution à l'étude de la cavitation des hélices, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
195. Sens de rotation des machines sur les navires à trois hélices, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
196. Étude sur les vibrations des navires. par M. LELONG, Ingénieur principal de la Marine.
197. Étude sur la transmission des sons émis dans l'eau, et son application à un système de signal maritime sous-marin, par M. ÉMILE DE MEULEMEESTER.
198. Étude graphique du coup d'aviron en canoë, par MM. les D^r LEFEUVRE et PAILLOTTE.
199. Le paquebot à turbines « *The Queen* », par M. HART, Ingénieur attaché au Service maritime du Chemin de fer du Nord.
200. Note sur les canots automobiles à grande vitesse, par M. ALPHONSE TELLIER, Ingénieur civil.
201. Étude géométrique sur diverses surfaces propulsives par rotation comparées à l'hélicoïde gauche ordinaire, par M. V. DAYMARD, Ancien Ingénieur de la Marine.
202. Déformations des solides sous l'action de forces parallèles, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
203. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite

VOLUME N° 16 (ANNÉE 1905).

204. Note sur les essais d'une chaudière Solignac-Grille, par M. HART, Ingénieur des Services maritimes du Chemin de fer du Nord.
205. Sur la souplesse de manœuvre des machines marines, par M. LELONG, Ingénieur principal du Génie maritime.
206. Étude sur les condenseurs à surface. Calcul rationnel de ces appareils, par M. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
207. Théorie élémentaire de l'écoulement des gaz et des vapeurs saturées dans les turbines, par M. DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
208. Note sur les essais des croiseurs Anglais de troisième classe à turbines et à machines alternatives, par M. HART, Ingénieur des Services maritimes du Chemin de fer du Nord.
209. Note concernant le torpilleur n° 294, mû par turbines Bréguet à disques de Laval, par M. DELAPORTE, Directeur des Ateliers de Paris de la maison Bréguet.
210. Note sur la consommation à puissance très réduite des torpilleurs et contre-torpilleurs, par M. DELAPORTE, Directeur des Ateliers de Paris de la maison Bréguet.
211. Des difficultés spéciales à l'accouplement direct des hélices avec les turbines à vapeur sur les navires, par M. BROSSER, Ingénieur en chef du Génie maritime.
212. Doubles hélices contre triples hélices, par M. LAUBEUF, Ingénieur en chef du Génie maritime.
213. Note sur un bateau glisseur, par M. le Comte DE LAMBERT.
214. Quelques réflexions sur le meeting de Monaco, par M. TELLIER fils.

- 215. Note sur la protection des navires contre les torpilles automobiles, par M. BERTIN, Directeur du Génie maritime, Membre de l'Institut
- 216. Quelques mots sur la guerre Russo-Japonaise au point de vue de la Marine, par M. FERRAND, Ingénieur en chef du Génie maritime.
- 217. Contribution à l'étude des efforts tranchants et des moments fléchissants dans les coques de navires, par M. SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur de l'École Royale navale Supérieure de Gênes.
- 218. Étude sur le martelage et le rivetage, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
- 219. Méthode générale et pratique pour le calcul des pièces courbes, par M. ÉTIENNE COLINET, Ingénieur de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
- 220. Nouvelle contribution à l'étude de la dispersion artificielle du brouillard. Emploi de l'électricité, par M. DIBOS, Ingénieur maritime, lauréat de l'Académie des Sciences (Institut de France).
- 221. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions (suite), par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

VOLUME N° 17 (ANNÉE 1906).

- 222. Stabilité d'un flotteur cylindrique sous les grands angles d'inclinaison, influence de la hauteur d'œuvres mortes, par M. E.-L. BERTIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut.
- 223. Théorème sur le métacentre différentiel, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef du Génie maritime.
- 224. Contribution à l'étude de la fragilité des métaux. Critique de l'épreuve du choc, par M. BROSSER, Ingénieur en chef du Génie maritime.
- 225. Une expérience de choc, par le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
- 226. Remarques sur l'étude expérimentale de la circulation dans les générateurs à vapeur, par M. EMANAUD, Ancien Élève de l'École Polytechnique.
- 227. Note sur la détermination des dimensions principales des turbines marines. (Suite d'une « Note sur l'écoulement des gaz et des vapeurs saturées »), par M. J. DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
- 228. La surchauffe dans la Marine. Distribution par soupapes commandées, système Lentz, par M. GODARD, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur général des Ateliers et Chantiers de Saint-Nazaire (Penhoët).
- 229. Les paquebots du Midland Railway, par M. HART, Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.
- 230. Résistance à la rotation des propulseurs dans les navires à trois hélices. Résistance de l'hélice d'un remorqueur. Une anomalie apparente de nos formules ordinaires, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de 1^{re} classe du Génie maritime.
- 231. Note sur la résistance de l'hélice centrale des navires à trois hélices, par M. BEAUSIRE, Ingénieur de la Marine, professeur à l'École d'Application du Génie maritime.
- 232. Note sur les hélices. Calcul de la résistance à la rotation, par M. A. BASSETTI, Ingénieur civil des Constructions navales.
- 233. Note sur le changement des roues des paquebots *Le Nord* et *Le Pas-de-Calais*, par M. HART, Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.
- 234. Canots automobiles, par M. ALPHONSE TELLIER, Ingénieur-Constructeur.

- 235. De la grandeur absolue des cuirassés d'escadre, en fonction de la vitesse, par M. J.-A. NORMAND.
- 236. Les navires de guerre en construction aux États-Unis, par M. HENRY WILLIAMS, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
- 237. Les navires de combat pendant la guerre Russo-Japonaise, par M. C. FERRAND, Ingénieur en chef du Génie maritime.
- 238. De la diversité des calibres des pièces de marine, par M. PAUL CLOAREC, Directeur de la Ligue Maritime Française.
- 239. Le feu en vase clos, par M. l'abbé NOGUIER DE MALIJAY.
- 240. Formules relatives à l'écoulement de la vapeur d'eau, par M. DOYÈRE, Ingénieur en chef de la Marine.
- 241. Note sur la chaleur spécifique de l'eau, son entropie et celle de sa vapeur, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
- 242. Compte rendu d'un voyage d'études en Allemagne (juin-juillet 1906), par M. LEDIEU, Ingénieur civil des Constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation Canet).

VOLUME N° 18 (ANNÉE 1907).

- 243. Note sur les hélices. Calcul de la résistance à la rotation (deuxième Note), par M. A. BASSETTI, Ingénieur des Constructions navales, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire.
- 244. Note sur le moment résistant d'un gouvernail. Expériences dynamométriques faites à bord d'un contre-torpilleur, par M. A. BONNET.
- 245. Variation du coefficient de résistance des carènes avec la vitesse, par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.
- 246. Note sur l'effet du frottement dans l'écoulement des vapeurs, par M. J. DANIS, Ingénieur de la Compagnie générale Transatlantique.
- 247. Considérations sur un avant-projet de création d'une Compagnie française maritime de sauvetage et renflouage des navires, par M. M. DIROS, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut de France.
- 248. Régulateur automatique d'immersion pour sous-marins, destiné à prévenir les sinistres que peut occasionner une fausse manœuvre des gouvernails horizontaux par suite d'inattention ou de maladresse, par M. L. DURIS, Capitaine au long cours.
- 249. Note sur le *Dreadnought*, par M. HART, Ingénieur attaché au service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord.
- 250. Note sur le fonctionnement des hélices mues par turbines, par M. HART, Ingénieur attaché au Service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord.
- 251. Note sur le travail à la tâche dans les travaux de constructions navales, par M. LAUBEUR, ancien Ingénieur en chef de la Marine.
- 252. La surchauffe dans la Marine. Distribution par soupapes commandées système Lentz, par M. GODARD, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire.

CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE NAVALE DE BORDEAUX.

- 53. Compte rendu du Congrès international d'Architecture navale tenu à Bordeaux les 25, 26 et 27 juin 1907.

MÉMOIRES LUS AU CONGRÈS INTERNATIONAL D'ARCHITECTURE NAVALE.

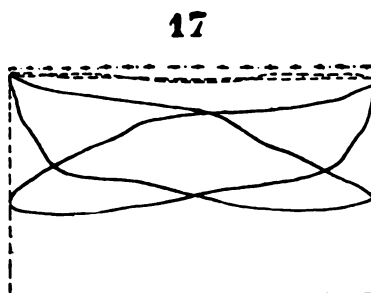
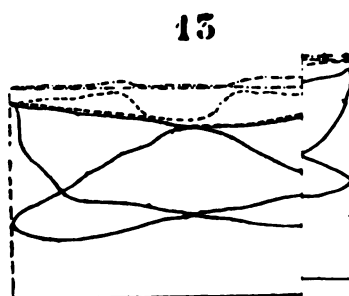
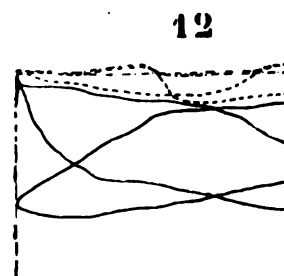
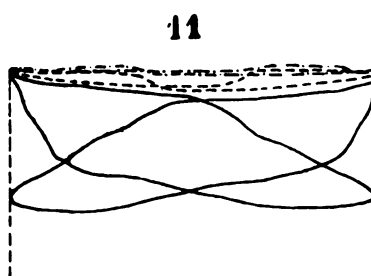
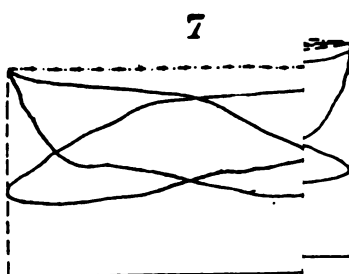
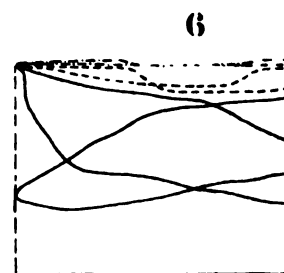
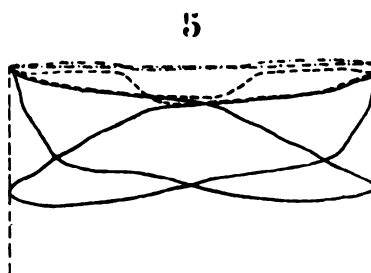
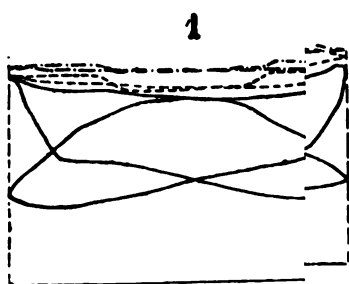
254. Ventilation et réfrigération des soutes à munitions, par M. ADRIEN BOCHET.
255. Sur un dispositif auto-amortisseur du roulis, par M. V. CRÉMIEU.
256. Mémoire sur la compensation des compas de mer et les inductions tenaces, par M. DEVAUREIX, ex-commandant des paquebots-poste des Messageries maritimes, Président de la Société mutuelle de bienfaisance des Capitaines au long-cours.
257. Compas de route à indications lumineuses, système GASTON GAILLARD, breveté en France et à l'Étranger.
258. Papin et l'invention du bateau à vapeur, par M. le Dr E. GERLAND, Professeur à l'École Royale des Mines de Clausthal.
259. Le présent et l'avenir de la navigation sous-marine, par M. LAUBEUF, ancien Ingénieur en chef de la Marine.
260. Propulsion des navires par machines irréversibles, par M. LECOINTE, Ingénieur en chef honoraire de la Marine Belge.
261. Éléments de la Mécanique du choc, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.
262. Influence des résultats de la guerre Russo-Japonaise sur l'Architecture navale, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
263. Sur un navire quartier général, par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
264. Mémoire sur quelques points pratiques de l'application des turbines à la Marine, par M. C.-A. PARSONS, C. B., M. A., membre du Conseil de l'Institution of naval Architects, et M. E.-H. WHEATLEY RIDSDALE, membre de cette Société.
265. Questions de rigidité et solidité des navires, par M. G. SIMONOT, Ingénieur principal de la Marine.
266. Chalutiers à vapeur. Formule servant à déterminer leurs dimensions, par M. A. VAN DER CAUYCE, Inspecteur du Lloyd's Register.
267. Les vibrations à bord, leur cause, simple moyen d'y remédier, par M. SYLVAIN-ADOLPHE WEHMEYER, Ingénieur du Génie naval Italien.
- PLANCHES I-III. — *Le Dreadnought*, Mémoire par M. HART.
- PLANCHES IV-VIII. — *Propulsion des navires*, par M. LE COINTE.
-

INDEX ANALYTIQUE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES DIX-HUIT PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

- | | |
|---|--|
| Stabilité, 10, 16, 17, 29, 30, 59, 60, 92, 93, 94, 111, 112, 113, 120, 165, 169, 222, 223. | Types spéciaux de moteurs, 51, 53, 80, 149, 166, 175, 192, 260, 264. |
| Similitude, 34. | Distribution de la vapeur, et rendement économique, 8, 21, 99, 100, 160, 176, 208, 209, 210, 240, 241, 246. |
| Poids de coque, 2, 14. | Marine de guerre, guerre maritime, artillerie, 3, 5, 23, 42, 48, 49, 63, 64, 95, 108, 121, 122, 131, 144, 154, 183, 215, 216, 235, 236, 237, 238, 249, 254, 262. |
| Roulis et tangage, 13, 50, 58, 72, 73, 143, 155, 167, 255. | Marine marchande, 28, 32, 38, 46, 229. |
| Formes et résistance des carènes, 9, 36, 44, 45, 76, 77, 84, 85, 114, 115, 116, 130, 144, 158, 171, 172, 203, 217, 245, 265. | Types spéciaux de navires, 18, 52, 65, 80, 87, 90, 132, 133, 134, 180, 181, 182, 183, 184, 199, 200, 213, 214, 234, 263, 266. |
| Gouvernail, 1, 25, 61, 78, 158, 244. | Jaugeage, 89, 123. |
| Propulseurs, 19, 128, 230, 231, 232, 233. | Réparations, renflouage, 31, 39, 109, 136, 137, 247. |
| Hélices, 1, 15, 25, 26, 47, 91, 117, 118, 130, 145, 146, 147, 157, 178, 179, 194, 195, 201, 211, 212, 243, 250. | Géométrie, mécanique, résistance des matériaux, 12, 20, 104, 129, 142, 261, 266. |
| Matériaux de construction, et mise en œuvre, 4, 33, 43, 57, 71, 74, 79, 83, 103, 104, 106, 107, 164, 173, 189, 190, 224, 225. | Sous-marins, 248, 259. |
| Rivetage, 11, 102. | Divers, 24, 27, 40, 41, 54, 55, 56, 66, 67, 105, 110, 119, 135, 138, 139, 140, 141, 152, 153, 156, 168, 170, 186, 187, 188, 197, 198, 202, 218, 219, 220, 221, 251, 256, 257, 258. |
| Fatigue des coques, et vibrations, 37, 88, 126, 127, 159, 196. | |
| Générateurs à vapeur, 6, 7, 22, 35, 68, 69, 70, 81, 82, 96, 97, 98, 124, 125, 129, 148, 161, 174, 193, 204, 226, 228, 239, 252. | |
| Appareils moteurs, 62, 75, 86, 101, 150, 151, 162, 163, 177, 191, 199, 200, 205, 206, 207, 227. | |
-



pression générale. + + + + + Pression au collecteur avant.

TABLE DES MATIÈRES.

	Pages.
Statuts.....	v
Règlement intérieur.....	ix
Conseil.....	xiii
Liste des membres donateurs.....	xiv
Liste des membres d'honneur.....	xiv
Liste générale des membres.....	xv
Dix-neuvième session de l'Association Technique Maritime.....	xxvii

SESSION DE 1908.

Observations au sujet des essais du <i>Dreadnought</i> , par M. BROSSER, Ingénieur en chef de la Marine.....	1
Tir des torpilles sur but mobile. Influence des erreurs commises dans l'appréciation de la vitesse et de la route du but, par M. CHAPUIS, ancien Ingénieur de la Marine, Ingénieur chez MM. Schneider et C ^{ie}	9
La durée des constructions navales en France, par M. C. FERRAND, Ingénieur en chef de la Marine.....	25
Contribution à l'étude de la circulation de la vapeur dans les tuyaux, par M. HART, Ingénieur attaché au Service maritime de la Compagnie du Chemin de fer du Nord.....	45
Emplois de la soudure autogène pour les réparations des chaudières marines et des navires, par M. A. LE CHATELIER, Ingénieur en chef de la Marine.....	53
Résumé et applications de la théorie du choc, par le comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime.....	71
Note sur les procédés qui ont été employés pour améliorer le rendement d'une installation ancienne de puissance motrice à vapeur, par M. MORITZ, ancien Ingénieur de la Marine.....	99
Au sujet de la préparation des modèles et de l'analyse des résultats d'essai au bassin d'essai des carènes de la Marine à Paris, par M. PETITHOMME, Ingénieur principal du Génie maritime.....	123

	Pages.
Sur un compas électromagnétique pour blockhaus cuirassés et sous-marins, par M. L. DUNOYER.....	137
Note sur la condensation, par M. LEBLANC.....	141
Théorie de l'équilibre d'une lame élastique soumise à une pression uniforme, par M. MARBEC, Ingénieur en chef de la Marine	181





